



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH NÁKLADNÍHO VÝTAHU**

PROJECT OF SERVICE LIFT

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Martin Kryška**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**

**BRNO 2016**

# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Martin Kryška**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh nákladního výtahu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout nákladní výtah poháněný speciálním mechanismem s využitím tlačného řetězu.

Zadané parametry:

rychlost zdvihu  $0,45\text{m.s}^{-1}$ ,

nosnost 450kg,

výška zdvihu 45m.

### Cíle diplomové práce:

Konstrukční návrh nákladního výtahu s důležitými pevnostními výpočty, s volbou pohonu tlačným řetězem ze zásobníku.

Technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům.

Vyhodnocení rychlosti zdvihu, rozjezdu, brzdění a přesnému zastavení.

### Seznam literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce bylo provést koncepční návrh nákladního výtahu poháněného tlačným řetězem. Úvod je zaměřen na obecný popis výtahů a stávající problematiku. Další kapitoly obsahují vlastní návrh výtahu, konstrukci důležitých prvků návrhu a funkční výpočty. V závěru je provedeno zhodnocení vůči hydraulickým výtahům a dále vyhodnocení rychlosti zdvihu, rozjezdu a brzdění vůči přesnému zastavení.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Nákladní výtah, tlačný řetěz, kabina, rám kabiny, protizávaží, vodítka.

## ABSTRACT

The aim of the diploma thesis was the conceptual design of a service lift driven by the rigid chain. The introduction part focuses on a general description of lifts and existing issues. The following chapters contain the created lift design, construction of important design elements and functional calculations. In the conclusion, evaluation compared with hydraulic lifts and evaluation of speed of the lift, starting and braking to exact stop are performed.

## KEYWORDS

Service lift, rigid chain, cabin lift, frame of the cabin, counterweight, guide rails.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KRYŠKA, M. *Návrh nákladního výtahu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 59 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Malášky, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Bc. Martin Kryška

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval mému vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady a čas, který mi věnoval při tvorbě práce.

## OBSAH

Úvod.....	9
1 Nákladní výtahy .....	10
1.1 Historie a vývoj výtahů .....	11
1.2 Rozdělení výtahů .....	12
1.3 Požadavky kladené na výtahy .....	13
2 Koncepce výtahu .....	14
2.1 Zadané parametry .....	14
2.2 Funkční rozměry .....	14
2.3 Vlastní návrh .....	15
3 Konstrukce návrhu a důležité výpočty .....	17
3.1 Tlačný řetěz .....	17
3.2 Kabina výtahu.....	18
3.3 Rám výtahu.....	19
3.4 Protizávaží .....	27
3.5 Vodítka .....	31
3.6 Konzola .....	42
3.7 Pohon .....	43
4 Technické zhodnocení vůči hydraulickým výtahům.....	49
4.1 Princip hydraulických výtahů.....	49
4.2 Druhy hydraulických výtahů .....	49
4.3 Porovnání navrženého výtahu vůči hydraulickým výtahům .....	50
5 Vyhodnocení rychlosti zdvihu, rozjezdu, brzdění a přesného polohování.....	51
Závěr .....	52
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	55
Seznam příloh .....	59



## ÚVOD

Vertikální doprava je důležitý logistický úkon nejen v průmyslovém odvětví. Potřeba efektivně řešit tuto problematiku vznikla již s počátkem starověkých civilizací a zvýšila se s příchodem průmyslové revoluce. V této době započal vývoj výtahů podobným těm dnešním. S rozrůstajícím se průmyslem a novými technologiemi vznikly moderní výtahy pro nejrůznější účely a použití. Zároveň s tím ale došlo k rozšíření nároků na výtahové zařízení. Především v ohledu na efektivitu, úsporný provoz, snadné řízení, spolehlivost, univerzální použití či šetrné využití prostoru, který je k dispozici. Z toho důvodu se výtahy stále vyvíjejí a řada firem a odborníků pracuje na neustálém zlepšování technologie vertikální dopravy.

Cílem této práce je provést koncepční návrh nákladního výtahu poháněného tlačným řetězem. Jedná se o netradiční řešení oproti konvenčním výtahům, disponuje ale řadou výhod, díky kterým toto provedení nemá nouzi o praktické uplatnění.

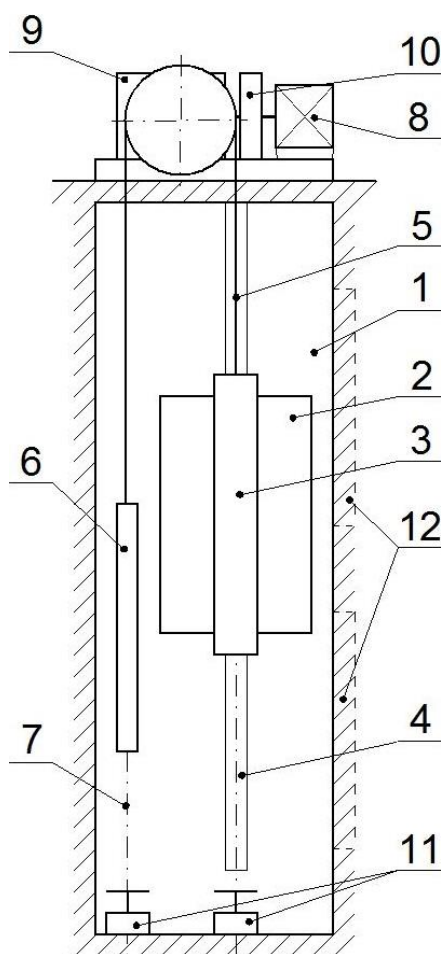
Technologie tlačného řetězu nachází využití v mnoha aplikacích a to nejen v horizontálním ale i vertikálním směru. Může jím být nahrazen hydraulický pohon, který je náročnější na provoz i pořizovací náklady. Zároveň jde o čistě mechanické řešení, které je příznivější k životnímu prostředí.

# 1 NÁKLADNÍ VÝTAHY

Výtah je manipulační zařízení sloužící k dopravě osob a materiálu ve vertikálním či šikmém směru. Využití nachází, když je potřeba překonat výškový rozdíl například ve vícepodlažních obytných a průmyslových budovách, závodech, hlubinných dolech apod. Typický moderní výtah se skládá z plošiny, na které je umístěno břemeno. Plošina je nosnou součástí kabiny či klece, na té jsou upevněny vodící čelisti, které spolu s vodítky kabiny určují směr pohybu kabiny. Kabina je umístěna ve výtahové šachtě a je tažena či tlačena. V dnešní době je nejčastější provedení sestaveno z poháněcí stanice s elektromotorem a převodovým ústrojím, která je situována nad výtahovou šachtou. Z té vedou nosná lana upevněná ke kabině a k protizávaží, kabina je tedy tažená [1].

Výtah obsahuje mnoho dalších prvků především bezpečnostního a ochranného charakteru, které musí splňovat platné normy, především to jsou ČSN EN 81-20 [3] a ČSN EN 81-50 [4], které upravují bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů.

Další skupinu prvků výtahů tvoří řízení, regulace a signalizace výtahu, k tomu příslušející elektroinstalace, ovládací panel v kabině nebo přivolávací tlačítka v každém místě zastavení výtahu.



1 - výtahová šachta, 2 - kabina/klec, 3 - vodící čelisti, 4 - vodítka kabiny, 5 - nosné lano, 6 - protizávaží, 7 - vodítka protizávaží, 8 - elektromotor, 9 - převodovka, 10 - brzda a spojka, 11 - nárazníky, 12 - šachtové dveře

Obr. 1 Zjednodušené schéma výtahu

Nákladní výtahy patří mezi zdvižné zařízení určené pro přepravu nákladů o vysoké hmotnosti, objemu či množství. Využíván bývá v průmyslových a hospodářských objektech, velkých parkovištích, nemocnicích, skladových nebo výrobních halách a ve vysokých komerčních budovách.

Tyto výtahy se vyskytují v různém provedení se všemi typy pohonů o různých velikostech a maximální nosností až 20 000 kg. Mohou být plně automatické se zakázanou přepravou osob, či ovládané manuálně. Přeprava osob v nákladních výtazích klade větší požadavky na bezpečnost a tudíž i zvyšuje jejich cenu. Pohon bývá často hydraulický, který dokáže vyvinout větší sílu a přepravit tak břemena o vysoké hmotnosti. Nevýhodou je relativně nízká výška zdvihu, okolo 26 metrů [9].



*Obr. 2 Nákladní výtah [21]*

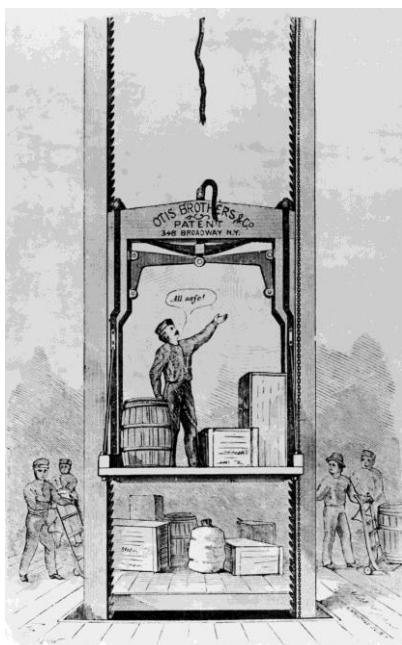
## 1.1 HISTORIE A VÝVOJ VÝTAHŮ

Výtahy podobné těm dnešním byly vynalezeny až v 19. století. Už ve starověku ale obyvatelé velkých civilizací řešili problém vertikální dopravy při stavbě tehdejších monumentálních staveb. Používali zdvihadla na principu pákového mechanismu. První dochovaná zmínka o výtahovém zařízení pochází z 3. století před naším letopočtem. Archimédes tehdy postavil výtah na základě lan a kladek. Na tomto principu byly používány výtahy i ve středověku. Byly poháněny lidskou, zvířecí nebo vodní silou [10].

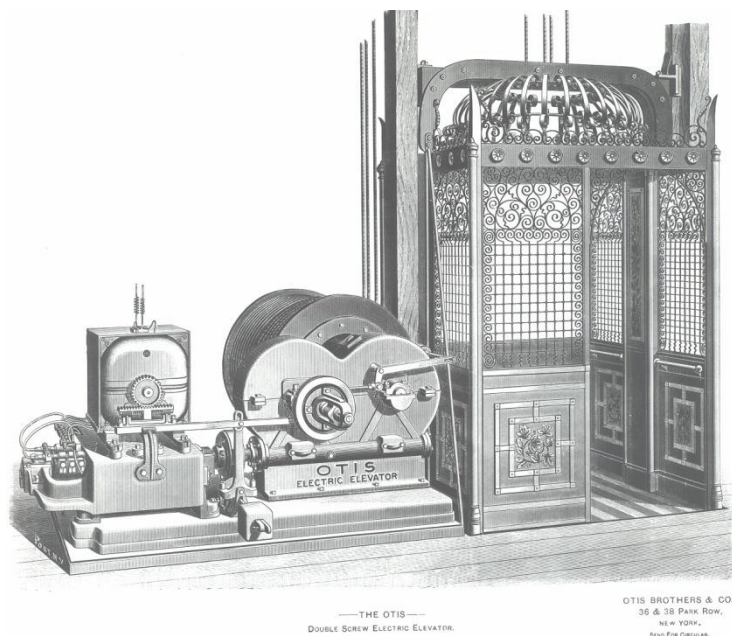
V roce 1793 Ivan Petrovič Kulibin postavil první výtah se šroubovým pohonem. Důležitým milníkem ve výtahové technologii však bylo použití parního a hydraulického pohonu v polovině 19. století a nakonec elektrického pohonu, který se dnes používá nejčastěji. Výtah poháněný parním strojem vznikl roku 1830, pneumaticky poháněný roku 1845 a hydraulicky poháněný roku 1846 [10].

Roku 1852 vynalezl Elisha Graves Otis výtah s bezpečnostní brzdou, která brání pádu kabiny v případě poruchy. Je to jeden z nejdůležitějších bezpečnostních prvků výtahů a dopomohl k rozšíření výtahů v osobní dopravě. Byl to zároveň počátek společnosti Otis, která vyrábí výtahy, eskalátory a pohyblivé chodníky [11].

První elektrický výtah byl postaven v roce 1880 Wernerem von Siemensem. Tím začal vývoj moderních výtahů do podoby, jak je známe dnes. Od této doby došlo k výraznému zvýšení bezpečnosti, rychlosti, délky zdvihu a zpřesnění řízení výtahů. Také k větší univerzálnosti, pohodlnějšímu užívání a vyšší efektivitě pohonů [10].



Obr. 3 Výtah Elishe Otise  
z roku 1852 [22]



Obr. 4 Elektrický výtah společnosti  
Otis [23]

## 1.2 ROZDĚLENÍ VÝTAHŮ

Výtahy můžeme dělit podle různých parametrů [12]:

1) Podle druhu pohonu a zdvihacího mechanismu:

- elektrické výtahy
  - (a) trakční (převodové, bezpřevodové)
  - (b) bubnové
  - (c) řetězové
- hydraulické výtahy
  - (a) přímé (konvenční, teleskopické)
  - (b) nepřímé
- pneumatické výtahy
- šplhací výtahy (elektrické, se spalovacím motorem)

2) Podle použití:

- osobní výtahy
- nákladní výtahy
- stavební výtahy
- důlní výtahy
- speciální výtahy (jídelní, výsypné, automobilní, lůžkové)

## 3) Podle směru dopravy:

- vertikální směr
- šikmý směr

## 4) Podle umístění strojovny:

- strojovna nad šachtou
- strojovna vedle šachty
- strojovna pod šachtou
- bez strojovny (strojovna v šachtě)
- bez strojovny (strojovna součástí zařízení)
- u hydraulických výtahů a plošin možnost umístění strojovny do 10 metrů od výtahové šachty

### 1.3 POŽADAVKY KLADENÉ NA VÝTAHY

Zaručený dopravní výkon – dopravní výkon závisí na nosnosti, jmenovité rychlosti a zdvihu výtahu, tyto parametry ovlivňují i čekací čas [14].

Nízká hmotnost kabiny – konstrukce kabiny je ocelová, snížení hmotnosti se dosahuje využitím lehkých materiálů pro opláštění a vybavení kabiny, tím se zvýší nosnost či sníží požadovaný dopravní výkon [14].

Odolnost vůči mechanickému zatížení – výtah musí odolat především rázovým zatížením, při nastupování a vystupování či nakládání a vykládání materiálu, tomu musí odpovídat pevnost konstrukce kabiny, parametry lana atd. [2].

Bezpečnost a spolehlivost – každý výtah musí být opatřen bezpečnostními brzdami, omezovači rychlosti, opatřením při výpadcích elektrické energie a dalšími bezpečnostními prvky, které mají za úkol snížit riziko nehod a úrazů osob na minimum [2].

Požární odolnost – stěny, podlaha a strop výtahové šachty i kabiny musí být provedeny z nehořlavých materiálů, stejně tak šachtové dveře či vstup do strojovny. Dále strojovna výtahu musí tvořit samostatný požární úsek, nebo společný požární úsek s výtahovou šachtou [2].

Osvětlení – kabina musí být osvětlena minimálně hodnotou 100 lux a v případě nouzového osvětlení hodnotou 5 lux po dobu 1 hod, osvětlena musí být i strojovna, šachta a nástupiště [3].

Hlučnost – musí být nižší než dovolená hlučnost (maximálně 85 dB) [3].

Jednoduchá obsluha a údržba – snadná přístupnost bezpečnostních a konstrukčních prvků ke kontrole nebo opravě [14].

Speciální požadavky – jedná se především o výtahy pro osoby se zdravotním postižením, výtahy odolné vandalům, požární výtahy, výtahy vystavené seizmickým podmínkám apod. [14].

## 2 KONCEPCE VÝTAHU

### 2.1 ZADANÉ PARAMETRY

Rychlost zdvihu:  $0,45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Nosnost: 450 kg

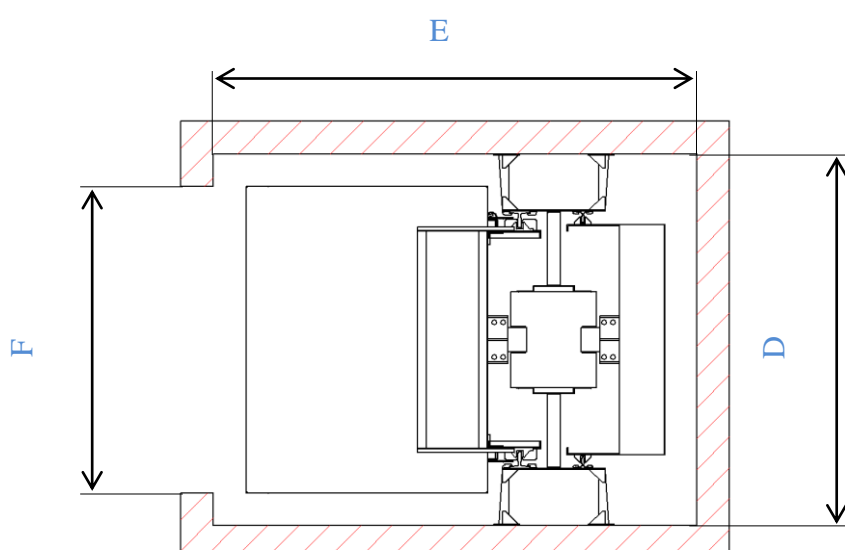
Výška zdvihu: 45 m

### 2.2 FUNKČNÍ ROZMĚRY

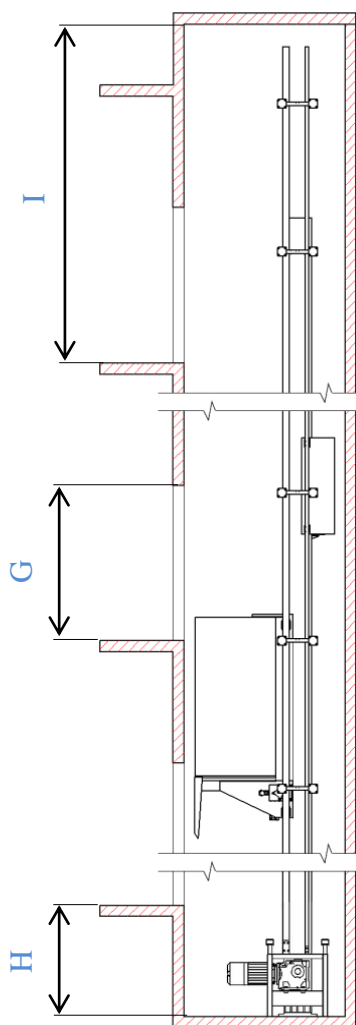
Norma ČSN EN 81-1 [2] stanovuje maximální rozměry užité plochy kabiny. Pro nosnost 450 kg je udána plocha  $1,30 \text{ m}^2$ . V závislosti na této hodnotě byly určeny rozměry šachty a všech konstrukčních prvků. Rozměry jsou uvedeny v mm v tabulce 1 a zobrazeny na obrázku 5 a 6.

Tab. 1 Funkční rozměry výtahu

Kabina	výška	A	2200
	šířka	B	1400
	hloubka	C	1100
	vnitřní šířka	$B_v$	1300
	vnitřní hloubka	$C_v$	1000
Šachta	šířka	D	1700
	hloubka	E	2200
Dveře	šířka	F	1300
	výška	G	2100
Prohlubeň pod prvním podlažím	výška	H	1600
Výška nad posledním podlažím	výška	I	3700



Obr. 5 Půdorys šachty



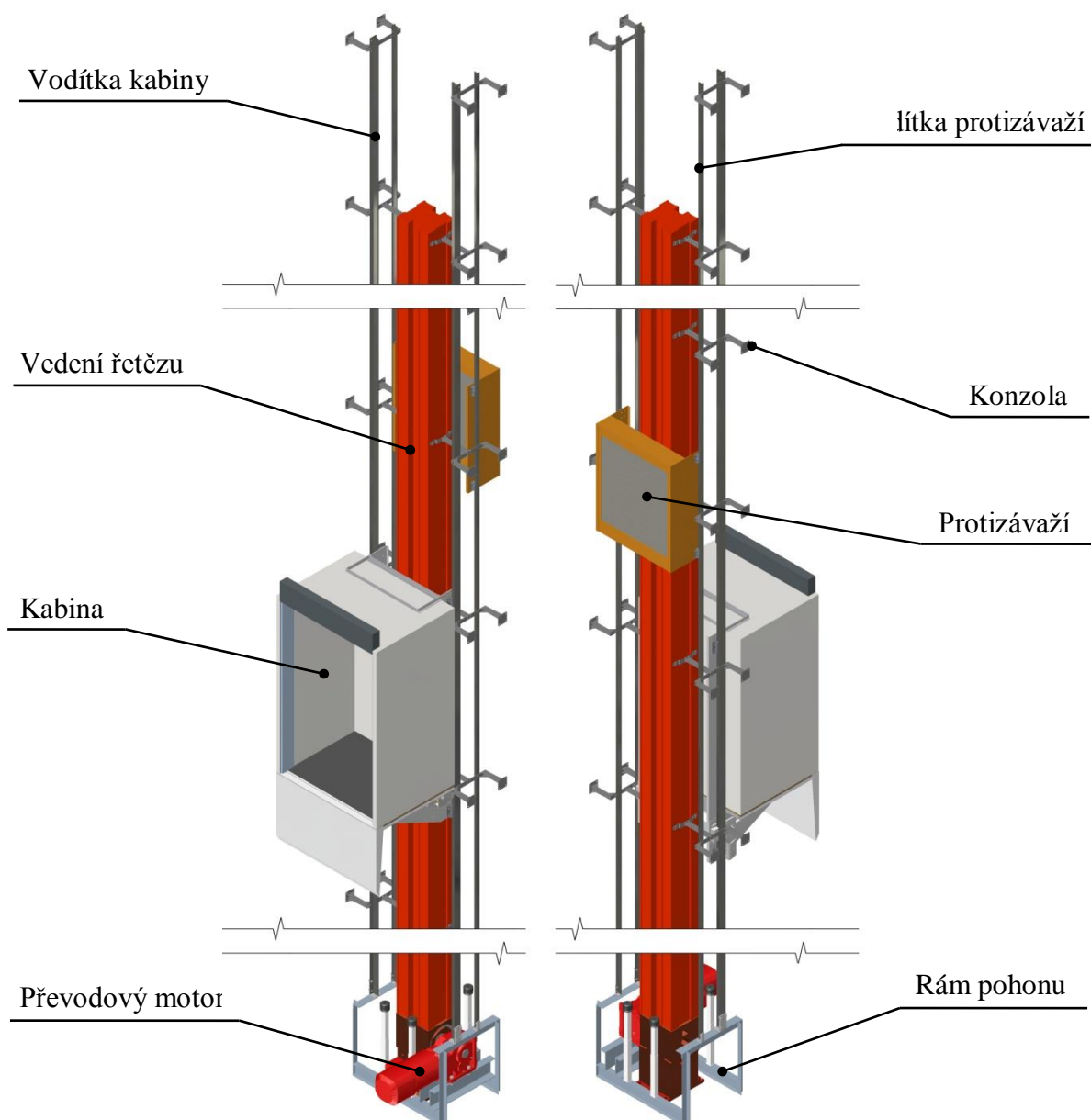
Obr. 6 Bokorys šachty

## 2.3 VLASTNÍ NÁVRH

Vlastní návrh je složen ze speciálního tlačného řetězu s vedením, kabiny, rámu kabiny, protizávaží, vodítek, konzol, pohonu a dalších menších celků a prvků. Pohon umístěný dole je vybaven kuželovým převodovým motorem přišroubovaným k rámu pohonu. Tento rám slouží také k upevnění vodítek ve spodu šachty a jsou na něm i přivařeny nárazníky pro kabinu i protizávaží, které mají bezpečnostní funkci v případě selhání konstrukce.

Motor pohání řetězové kolo, které uvádí do pohybu tlačný řetěz. Ten je z jednoho konce spojen s rámem kabiny, ke kterému je přišroubována kabina, a druhý konec je spojen s protizávažím. Rám kabiny i protizávaží se pohybují na vodítkách, které jednoznačně určují směr pohybu. Vodítka jsou přes příchytky vodítek upevněná ke konzolám, které jsou pro větší pevnost celé konstrukce uchyceny i k vedení řetězu.





Obr. 7 3D model vlastního návrhu

Tento koncept je navržen pro maximální využití prostoru šachty. Díky skládacím dveřím není potřeba mít na jedné straně či na obou stranách kabiny místo pro vysouvací dveře. Také z důvodu dolního umístění pohonu a postranního uchycení vodítek a vedení řetězu je strop šachty zcela nezatížen a nejsou na něm montovány žádné funkční prvky. Tato skutečnost může mít velký vliv na budovy se zhoršenými podmínkami pro stavbu a následné setrvání funkčnosti a maximální životnosti budovy. Může se jednat o nepříznivé podnebí nebo obtížný terén, jako bahnité podloží, a tím pádem nižší nosnost stavby či silný nápor větru ve vyšších polohách, který by se zvyšujícím zatížením snižoval stabilitu stavby.

Důležitým prvkem celé koncepce je protizávaží, které působí proti hmotnosti kabiny a výrazně snižuje výkon motoru. Tím se snižuje hmotnost a zmenšují rozměry motoru a převodového ústrojí a také snižuje cena celého pohonu. Toto řešení tedy zvyšuje energetickou účinnost a snižuje náklady na provoz.



## 3 KONSTRUKCE NÁVRHU A DŮLEŽITÉ VÝPOČTY

### 3.1 TLAČNÝ ŘETĚZ

Ve volbě mechanismu pohonu byly brány v úvahu dvě možnosti. Použití válečkového řetězu ve vedení nebo použití speciálního tlačného řetězu. Válečkový řetěz by měl i při použití maximální rozteče článků až příliš velký odpor proti pohybu. Proto byl v důsledku značné dopravní výšky zvolen mechanismus s tlačným řetězem od firmy Serapid. Jedná se o mezinárodní firmu specializující se na tlačné řetězy pro vertikální i horizontální využití. Tato technologie je použita například pro zdvih podií divadel v New Yorku či Moskvě, ale největší využití má ve velkovýrobě a automatizovaných linkách různých podniků. Řetězy tohoto výrobce jsou konstruovány tak, aby odolaly vzpěrné síle a tudíž se pod vlastní vahou a pod tíhou břemene nevzpříčí a nemají možnost ohnout se do žádného směru [15].

Jelikož tato firma vyrábí především řetězy maximálně do výšky 10 metrů, je potřeba využít vedení, aby se zapříčinilo kritickému vzpěru řetězu. Proto bylo využito řešení pod názvem Vertical LinearBeam. Tento mechanismus má zavedené hliníkové vedení a díky speciálnímu tlačnému řetězu, který je "samopodpírající" jsou zde jen velmi malé třecí síly mezi vedením a řetězem [15].



Obr. 8 Použití zdvihacího mechanismu Vertical LinearBeam [15]

Výhodami tohoto systému jsou [15]:

- nosnost až 2 500 kg,
- rychlost zdvihu až  $0,63 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,
- jednoduchá a robustní konstrukce,
- absence neřízených pohybů při nakládání a vykládání,
- snadná údržba.

Katalogově má tento systém omezení vůči dopravní výšce. Po komunikaci se zástupci Serapidu bylo možné tento systém navrhnout pro požadovanou výšku i zadané parametry.

Uvedené rozměry a parametry celého mechanismu jsou pouze návrhové, avšak lze podle nich tento systém vyrobit či se dají tyto údaje v určitém rozmezí změnit, aniž by to koncepční návrh výrazně změnilo. Parametry systému Vertical LinearBeam jsou uvedeny v tabulce 2.

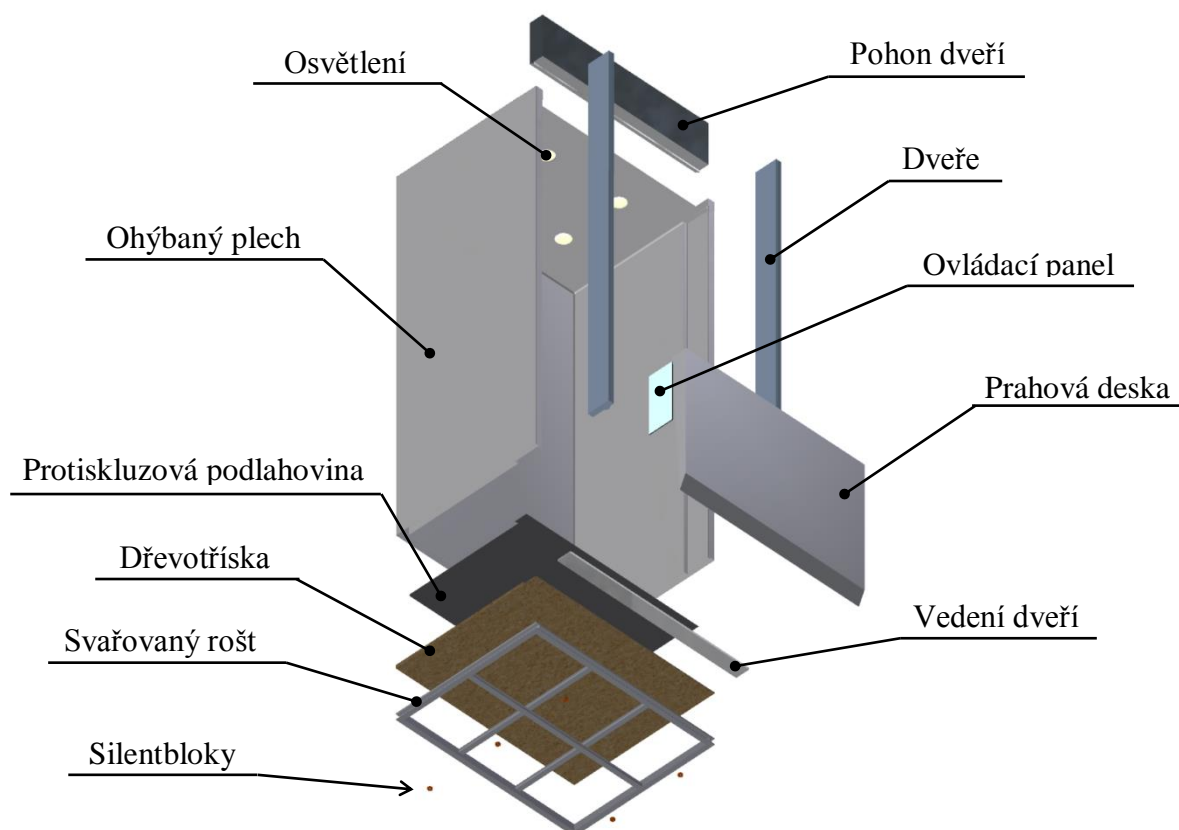
Tab. 2 Parametry systému VLB [15]

šířka [mm]	hloubka [mm]	rozteč článků [mm]	průměr hřídele [mm]	váha řetězu $q \left[ \frac{kg}{m} \right]$
450	400	90	70	38

### 3.2 KABINA VÝTAHU

Kabina výtahu by měla mít minimální hmotnost ovšem se zaručenou pevností podle aktuální normy [2], aby nebylo možné omezit její bezpečnou funkci. Proto je kabina sestavena z válcovaného plechu položeného na dřevotřískce. Tato sestava je přišroubována ke svařnému rámu z profilů U 40x35 a jeleků 40x20x2. Podlahovina byla zvolena od firmy Anvi Trade. Je speciálně určená pro výtahové kabiny a má vysokou odolnost a životnost přes 50 let.

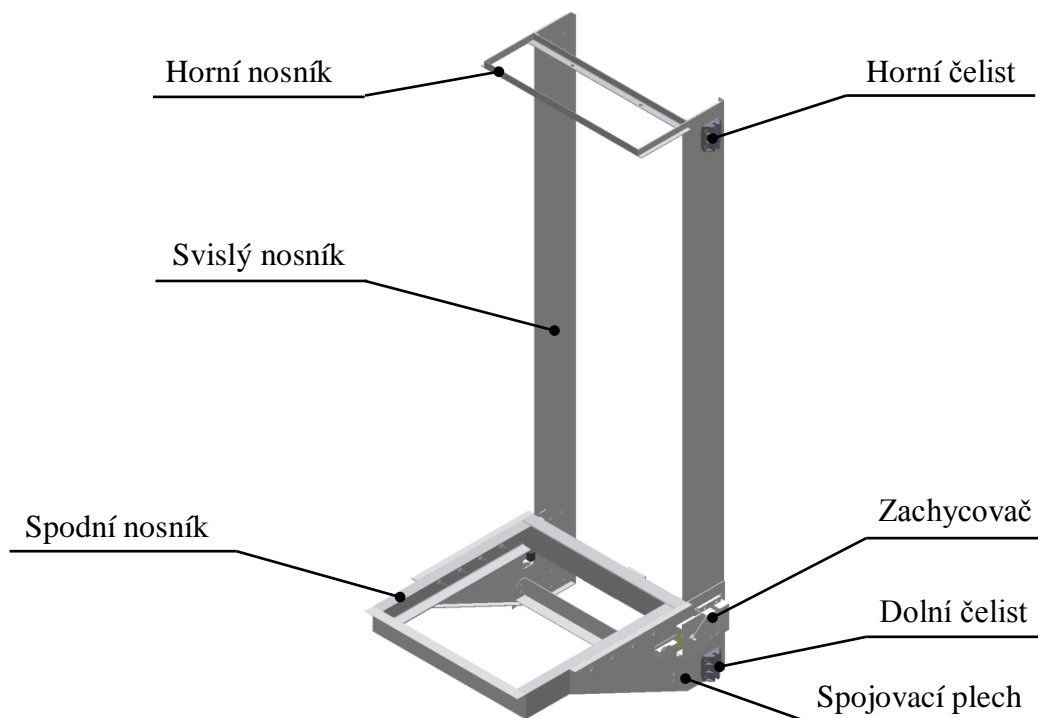
Kabina je doplněna ochranou prahovou deskou, která by v případě poruchy či výpadku vyloučila možnost vstupu nebo pádu do šachty. Dveře kabiny jsou automatické skládací typu BUS. Touto volbou se zabráňuje plýtvání prostoru šachty a přispívá to k jejímu plnému využití. Pohon dveří je umístěn na stropě kabiny.



Obr. 9 Sestava kabiny výtahu

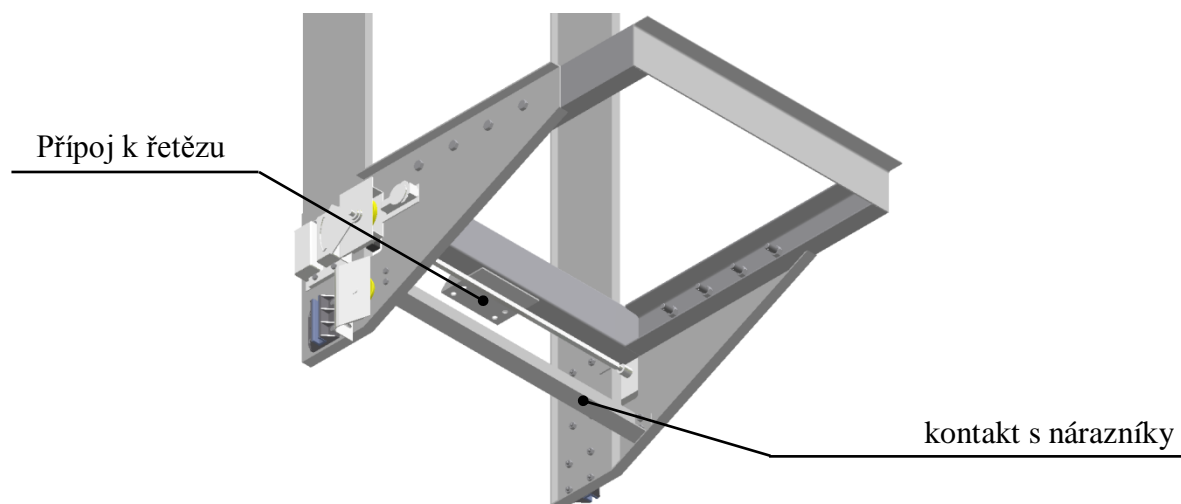
### 3.3 RÁM VÝTAHU

Rám výtahu je nosnou částí celé konstrukce. Proto jsou požadavky na konstrukci směřovány spíše na pevnost než na nízkou hmotnost. Rám je z části svařen a z části sešroubován pro jednoduchou montáž. Skládá se převážně z ohýbaných plechů tloušťky 5 mm. Základními částmi jsou spodní nosník, svislý nosník, spojovací plech a horní nosník.



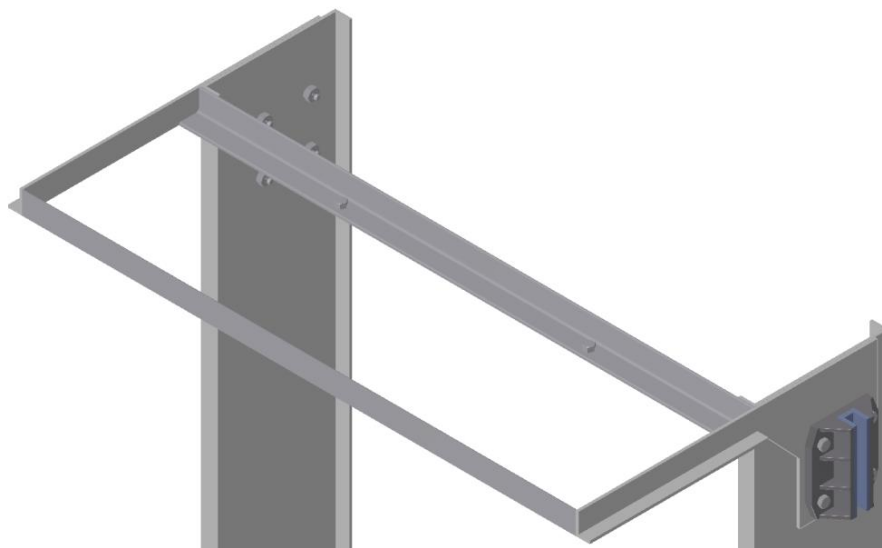
Obr. 10 Rám kabiny

Spodní nosník je svařovaný a je v něm umístěn jelek 140x80x4, na kterém je přivařen spojovací prvek s řetězem. K plechům, které spojují spodní a svislý nosník je také přišroubován nosník, který slouží pro kontakt s nárazníky.



Obr. 11 Detail spodního nosníku

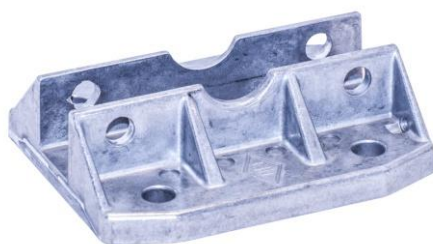
Na svislých nosnících jsou umístěny čelisti vodítek, zachycovač a omezovač. Jedná se o ohýbaný plech, na kterém je přišroubován horní nosník, který slouží k zajištění kabiny. Horní nosník se skládá ze střížených plechů a L profilů.



*Obr. 12 Horní nosník*

### 3.3.1 VODÍCÍ ČELISTI KABINY

Vodící čelisti kloužou po vodítkách a omezují tak směr pohybu výtahu. Jako vhodná vodící čelist byla zvolena hliníková čelist HSM 140 se skládací vložkou PE 1415 od firmy ETN [16]. Čelist je obrobená z hliníkového odlitku a snese zatížení až 40 kN. Vložka je vyrobena z polyethylenu, jedná se o extrémně tvrdý a odolný plast s výbornými kluznými vlastnostmi.



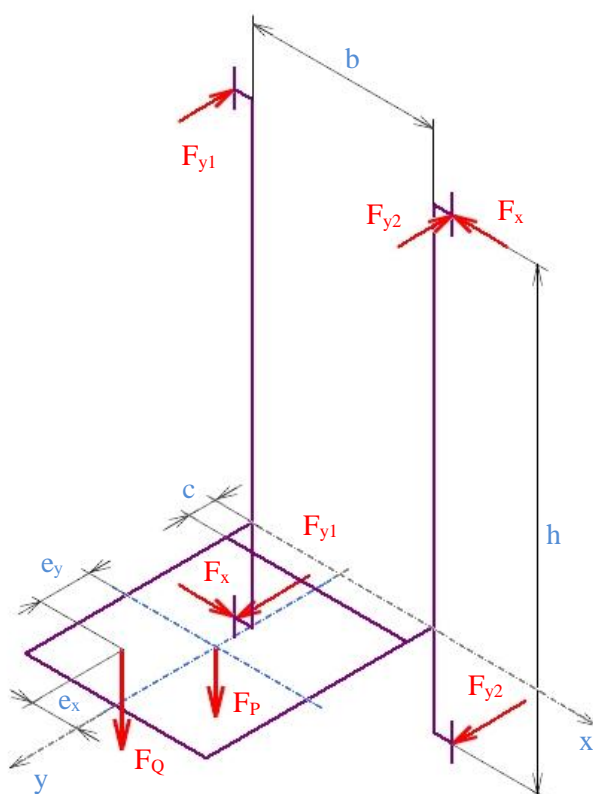
*Obr. 13 Čelist HSM 140 [16]*



*Obr. 14 Vložka PE 1415 [16]*

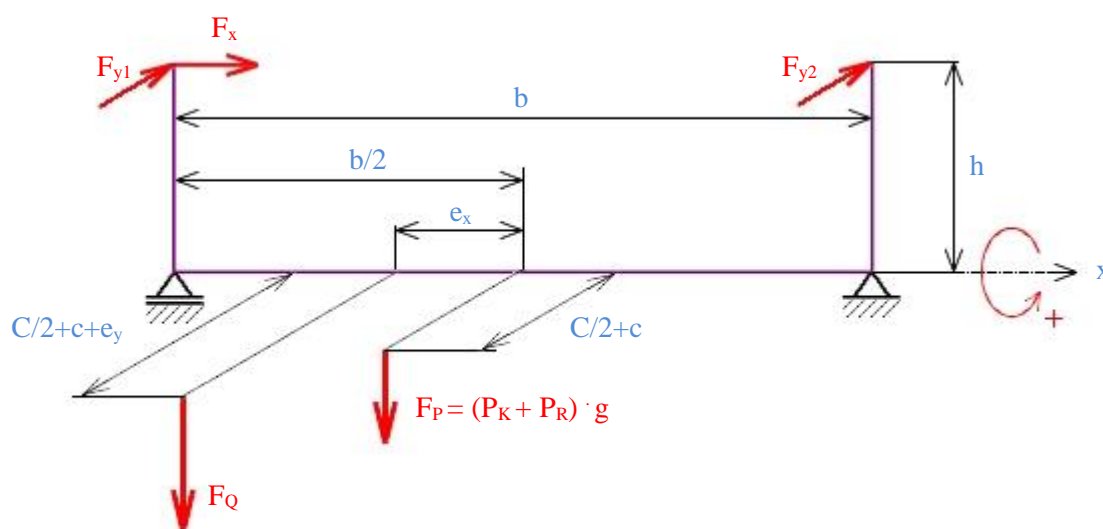
### VÝPOČET SIL VE VODÍCÍCH ČELISTECH

Výpočet sil je založen na schématu na obrázku níže. Je v něm zobrazen rám s příslušnými silami. Uvedeny jsou jen ty síly, které vytváří moment k ose x. Jsou to síly od tíhy kabiny, rámu a také od nosnosti výtahu v plném zatížení. Zatížení je excentricky umístěno podle normy ČSN EN 81-1 [2] v místě, které je nejméně příznivé pro výpočet.



Obr. 15 Schéma sil působících na rám kabiny

Zjednodušené schéma ukazuje nosník na dvou podporách. Síly od zatížení a hmotnosti konstrukčních částí jsou umístěny mimo osu prutu a vytváří momenty, které zatěžují nosník na krut. Síla  $F_x$  vzniká díky nesymetrickému zatížení na rám.



Obr. 16 Zjednodušené schéma sil působících na rám kabiny

Parametry uvedených kót a veličin jsou v tabulce 3.

Tab. 3 Hodnoty parametrů ve schématu

h [mm]	b [mm]	c [mm]	Q [kg]	P <sub>K</sub> [kg]	P <sub>R</sub> [kg]
2526	1024	187	450	260	210

h...vzdálenost mezi vodícími čelistmi,

b...šířka rámu kabiny,

c...vzdálenost kabiny od osy vodítek,

Q...nosnost výtahu,

P<sub>K</sub>...hmotnost kabiny,

P<sub>R</sub>...hmotnost rámu.

### Výpočet umístění zatížení Q

$$e_x = \frac{B}{8} \quad (1)$$

$$e_x = \frac{1400}{8}$$

$$e_x = 175 \text{ mm}$$

kde  $e_x$  je excentricita v ose x a B [mm] je šířka kabiny.

$$e_y = \frac{C}{8} \quad (2)$$

$$e_y = \frac{1100}{8}$$

$$e_y = 137,5 \text{ mm}$$

kde  $e_y$  je excentricita v ose y a C [mm] je hloubka kabiny.

Excentricita je vypočtena dle normy ČSN EN 81-1 [2].

### Výpočet reakcí

Z momentové rovnováhy jsou odvozeny tyto rovnice:

$$Q \cdot g \cdot e_x - F_x \cdot h = 0 \quad (3)$$

$$Q \cdot g \cdot \left( \frac{C}{2} + c + e_y \right) \cdot \left( \frac{b}{2} - e_x \right) + (P_K + P_R) \cdot g \cdot \left( \frac{C}{2} + c \right) \cdot \frac{b}{2} - F_{y2} \cdot h \cdot b = 0 \quad (4)$$

$$Q \cdot g \cdot \left( \frac{C}{2} + c + e_y \right) \cdot \left( \frac{b}{2} + e_x \right) + (P_K + P_R) \cdot g \cdot \left( \frac{C}{2} + c \right) \cdot \frac{b}{2} - F_{y1} \cdot h \cdot b = 0 \quad (5)$$

Z nich po úpravách získáme rovnice pro výpočet sil:

$$F_x = \frac{Q \cdot g \cdot e_x}{h} \quad (6)$$

$$F_x = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 175}{2526}$$

$$F_x = 305,834 \text{ N}$$

Q...nosnost výtahu,

g...tíhové zrychlení,

e<sub>x</sub>...excentricita v ose x,

h...vzdálenost mezi vodícími čelistmi.

$$F_{y1} = \frac{Q \cdot g \cdot \left(\frac{c}{2} + c + e_y\right) \cdot \left(\frac{b}{2} + e_x\right) + (P_K + P_R) \cdot g \cdot \left(\frac{c}{2} + c\right) \cdot \frac{b}{2}}{h \cdot b} \quad (7)$$

$$F_{y1} = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1100}{2} + 187 + 137,5\right) \cdot \left(\frac{1024}{2} + 175\right) + (260 + 210) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1100}{2} + 187\right) \cdot \frac{1024}{2}}{2526 \cdot 1024}$$

$$F_{y1} = 1697,955 \text{ N}$$

Q...nosnost výtahu,

g...tíhové zrychlení (9,81),

C...hloubka kabiny,

c...vzdálenost kabiny od osy vodítek,

e<sub>y</sub>...excentricita v ose y,

b...šířka rámu klece,

e<sub>x</sub>...excentricita v ose x,

P<sub>K</sub>...hmotnost kabiny,

P<sub>R</sub>...hmotnost rámu,

h...vzdálenost mezi vodícími čelistmi.

$$F_{y2} = \frac{Q \cdot g \cdot \left(\frac{c}{2} + c + e_y\right) \cdot \left(\frac{b}{2} - e_x\right) + (P_K + P_R) \cdot g \cdot \left(\frac{c}{2} + c\right) \cdot \frac{b}{2}}{h \cdot b} \quad (8)$$

$$F_{y2} = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1100}{2} + 187 + 137,5\right) \cdot \left(\frac{1024}{2} - 175\right) + (260 + 210) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1100}{2} + 187\right) \cdot \frac{1024}{2}}{2526 \cdot 1024}$$

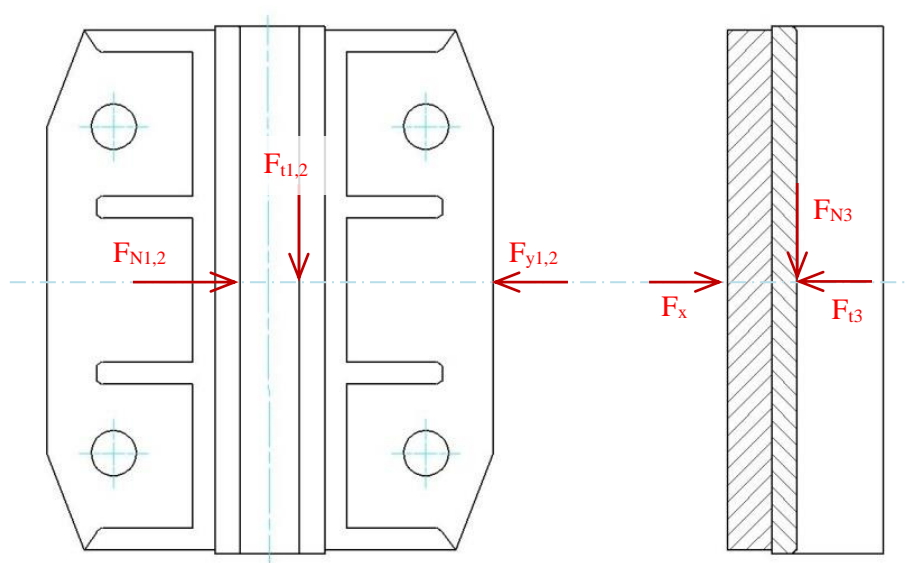
$$F_{y2} = 1175,587 \text{ N}$$

$Q$ ...nosnost výtahu,  
 $g$ ...tíhové zrychlení (9,81),  
 $C$ ...hloubka kabiny,  
 $c$ ...vzdálenost kabiny od osy vodiček,  
 $e_y$ ...excentricita v ose y,  
 $b$ ...šířka rámu klece,  
 $e_x$ ...excentricita v ose x,  
 $P_K$ ...hmotnost kabiny,  
 $P_R$ ...hmotnost rámu,  
 $h$ ...vzdálenost mezi vodícími čelistmi.

### VÝPOČET TŘECÍCH SIL MEZI VODÍTKEM A VODÍCÍ ČELISTÍ

Vodítka jsou mazaná, koeficient tření mezi vložkou a vodítkem má hodnotu  $f_1 = 0,07$  [16].

### Silový rozbor na vodící čelisti



Obr. 17 Síly působící na čelisti

Ze silové rovnováhy jsou odvozeny následující rovnice:

$$F_{N1} - F_{y1} = 0 \quad (9)$$

$$F_{N2} - F_{y2} = 0 \quad (10)$$

$$F_{N3} - F_x = 0 \quad (11)$$



Z těchto rovnic se po úpravách vypočítají normálové síly:

$$F_{N1} = F_{y1} = 1697,955 \text{ N}$$

$$F_{N2} = F_{y2} = 1175,587 \text{ N}$$

$$F_{N3} = F_x = 305,834 \text{ N}$$

$F_{N1}$ ,  $F_{N2}$ ,  $F_{N3}$ ...normálové síly,

$F_{y1}$ ,  $F_{y2}$ ,  $F_x$ ...síly ve vodících čelistech.

Z normálových sil se podle vzorce pro třecí sílu vypočtou třecí síly mezi čelistmi a vodítky:

$$F_{t1} = f_1 \cdot F_{N1} \quad (12)$$

$$F_{t1} = 0,07 \cdot 1697,955$$

$$F_{t1} = 118,857 \text{ N}$$

$$F_{t2} = f_1 \cdot F_{N2} \quad (13)$$

$$F_{t2} = 0,07 \cdot 1175,587$$

$$F_{t2} = 82,291 \text{ N}$$

$$F_{t3} = f_1 \cdot F_{N3} \quad (14)$$

$$F_{t3} = 0,07 \cdot 305,834$$

$$F_{t3} = 21,408 \text{ N}$$

$F_{t1}$ ,  $F_{t2}$ ,  $F_{t3}$ ...třecí síly,

$f_1$ ...součinitel tření mezi vložkou čelisti a vodítkem.

### VÝPOČET ODPORU KABINY

Čelisti jsou dvě na každé straně vedení, proto se vypočtené hodnoty násobí 2x. Tímto výpočtem se získá celková hodnota tření kabiny a vodítek.

$$F_{tc} = 2 \cdot (F_{t1} + F_{t2} + F_{t3}) \quad (15)$$

$$F_{tc} = 2 \cdot (118,857 + 82,291 + 21,408)$$

$$F_{tc} = 445,112 \text{ N}$$

### 3.3.2 ZACHYCOVAČ

Zachycovací zařízení je povinné u každého výtahu podle normy ČSN EN 81-1 [2]., slouží pro bezpečné zastavení výtahu v případě závady. Dá se využít mnoha typů zachycovačů a omezovačů. Pro tento návrh je použit zachycovač a omezovač v jednom, jedná se o univerzální zařízení od firmy Dynatech [17].

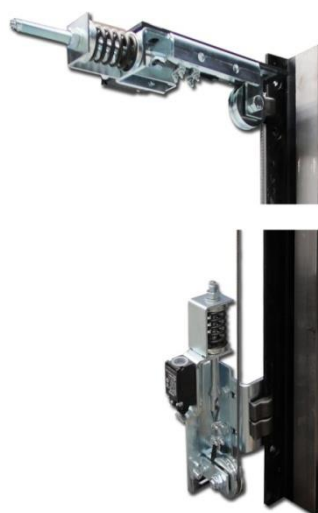
Tento návrh počítá s protizávažím, a tedy musí být použit obousměrný zachycovač. Byl vybrán zachycovač QUASAR T25, který je vybaven vestavěným omezovačem i ovládací

pákou zachycovačů. Tato kompaktní konstrukce šetří místo a je efektivnější než zvlášť kupovaný zachycovač a omezovač.

Zachycovač se skládá z několika kladek, kterými prochází napnuté lanko, při pohybu kabiny se kladky otáčejí určitou rychlostí. Tato rychlost nesmí překročit kritickou hodnotu, také zrychlení musí mít přípustné hodnoty, jinak se zachycovač aktivuje a znemožní pohyb kabiny v obou směrech. Mechanismus napínání ocelového lanka je přichycen k vodítku v dolní a horní části šachty.



Obr. 18 Zachycovač Quasar T25 [17]



Obr. 19 Mechanismus napínání lanka [17]

### 3.3.3 MAZAČE VODÍTEK KABINY

Jak již bylo zmíněno, vodítka jsou mazána pro snížení tření. Provedeno je to pomocí mazačů a sběračů oleje, které jsou spojeny s vodícími čelistmi jak u rámu kabiny, tak u protizávaží. Komponenty jsou vybrány od firmy ETN [16].



Obr. 20 Mazač vodítek [16]



Obr. 21 Sběrač oleje [16]

### 3.4 PROTIZÁVAŽÍ

Protizávaží je připojené ke druhému konci řetězu. Svou hmotností působí proti hmotnosti a zatížení kabiny a slouží tak ke snížení potřebného výkonu motoru. Negativní vlastností tohoto systému je zvýšení celkové hmotnosti a tedy tlaku na řetěz, ten je ovšem dimenzován na nosnost až 2 500 kilogramů a proto tato skutečnost nečiní závažnější problémy.

Pro výpočet hmotnosti protizávaží existuje zažitý vzorec, který počítá s 40 až 50 % váhy výtahu sečtené s nosností výtahu:

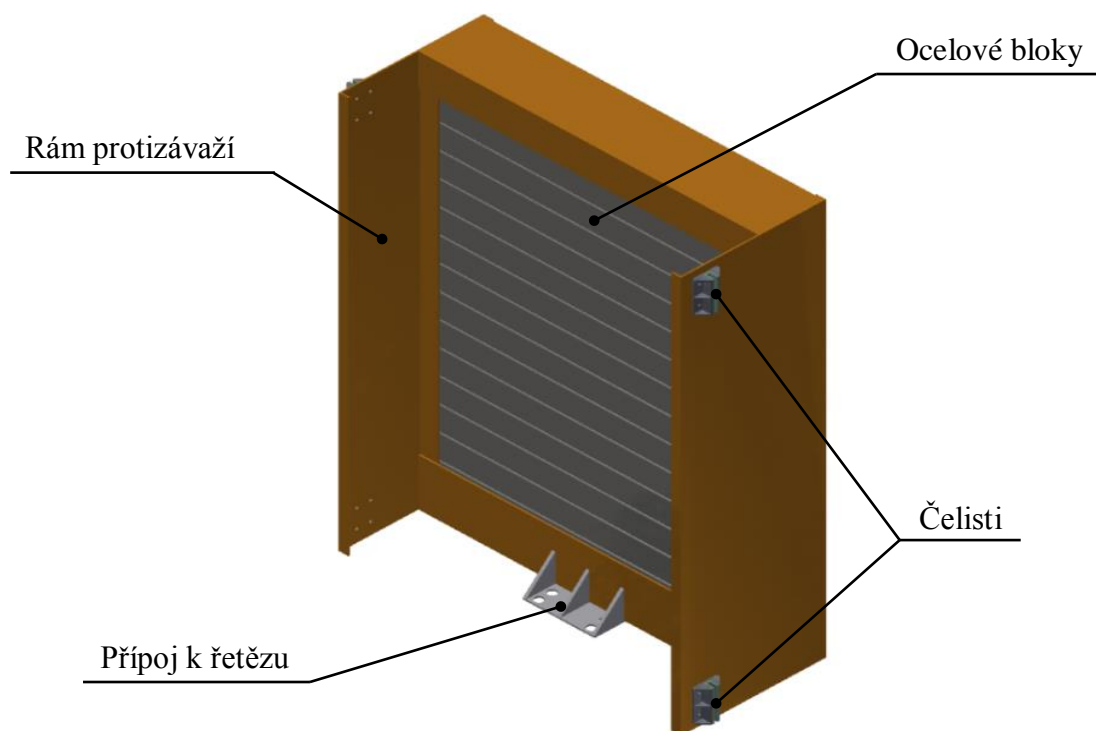
$$P_Z = P_K + P_R + \frac{Q}{2} \quad (16)$$

$$P_Z = 260 + 210 + \frac{450}{2}$$

$$P_Z \approx 700 \text{ kg}$$

kde  $P_Z$  je hmotnost protizávaží,  $P_K$  a  $P_R$  je hmotnost kabiny a rámu a  $Q$  je nosnost výtahu.

Tato hmotnost se skládá z ocelových bloků a hmotnosti rámu protizávaží. Ten je svařen z plechů o tloušťce 5 mm a vyztuženého plátu ve spodní části rámu, který slouží pro přišroubování ke zpětné větvi řetězu.



Obr. 22 3D model protizávaží

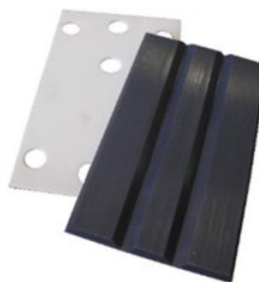
Hmotnost rámu je 98 kg. Bloky použité pro vyrovnání kabiny jsou odlité celky o rozměrech 1028x188x80 mm a hmotnosti 50 kg. Je tedy použito 12 ocelových bloků, aby se dosáhlo patřičné hmotnosti.

### 3.4.1 VODÍCÍ ČELISTI PROTIZÁVAŽÍ

Vodící čelist je volena od firmy ETN HSMK 100 společně s vložkou PEC 1009 [16]. Čelist je vyrobena z hliníku a kvůli menšímu zatížení než u rámu kabiny má menší rozměry a snese menší zatížení rovné 20 kN. Materiál vložky usnadňuje hladký pohyb po vodítku a má extrémně tichý chod. Stejně jako u vodítek kabiny, jsou vodítka protizávaží mazaná mazači vodítek.



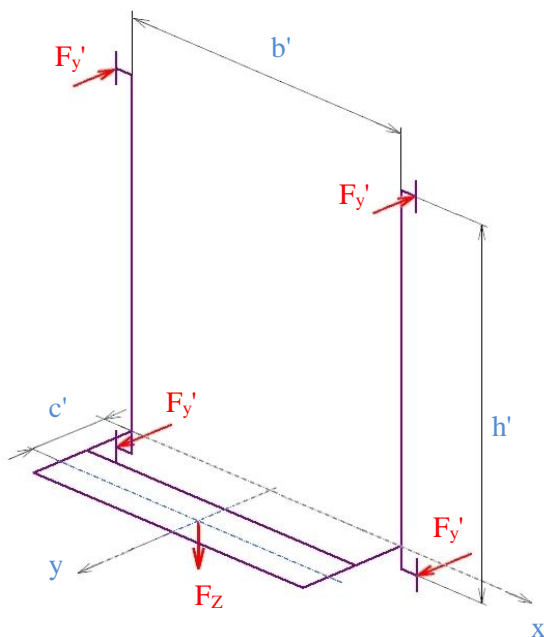
Obr. 23 Vodící čelist protizávaží HSMK 100 [16]



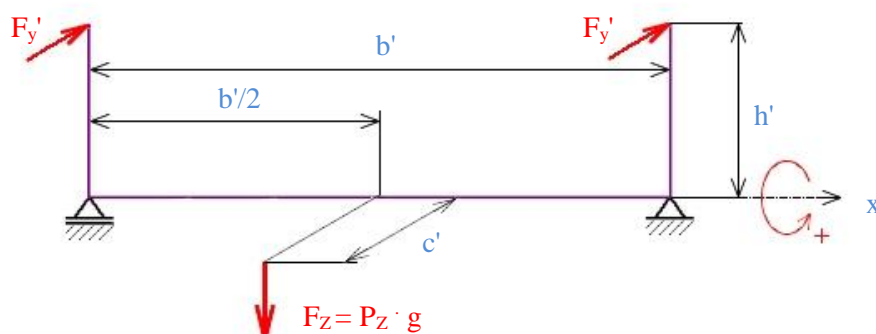
Obr. 24 Vložka PEC 1009 [16]

### VÝPOČET SIL VE VODÍCÍCH ČELISTECH

Výpočet sil je obdobný jako u výpočtu čelistí rámu. Je proveden dle schématu na obrázku 25 a zjednodušeného schématu na obrázku 26. Kvůli symetrickému zatížení, které je způsobeno jen hmotností protizávaží na čelisti nepůsobí čelní síly v ose  $x$ , proto ve schématu nejsou znázorněny. Z toho důvodu jsou síly u obou vodítek totožné.



Obr. 25 Schéma sil působících na rám protizávaží



Obr. 26 Zjednodušené schéma sil působících na rám protizávaží

Tab. 4 Hodnoty rozměrů a veličin ve schématu

$h'$ [mm]	$b'$ [mm]	$c'$ [mm]	$P_Z$ [kg]
1160	1074	243	700

$h'$ ...vzdálenost mezi vodícími čelistmi protizávaží,

$b'$ ...šířka rámu protizávaží,

$c'$ ...vzdálenost těžiště protizávaží od osy vodítek,

$P_Z$ ...hmotnost protizávaží.

### Výpočet reakcí

Z momentové rovnováhy je odvozena tato rovnice:

$$P_Z \cdot g \cdot c' \cdot \frac{b'}{2} - F_y' \cdot h' \cdot b' = 0 \quad (17)$$

Po úpravě získáme rovnici pro výpočet síly  $F_y'$ :

$$F_y' = \frac{P_Z \cdot g \cdot c' \cdot \frac{b'}{2}}{h' \cdot b'} \quad (18)$$

$$F_y' = \frac{700 \cdot 9,81 \cdot 243 \cdot \frac{1074}{2}}{1160 \cdot 1074}$$

$$F_y' = 719,259 \text{ N}$$

$P_Z$ ...hmotnost protizávaží,

$g$ ...tíhové zrychlení (9,81),

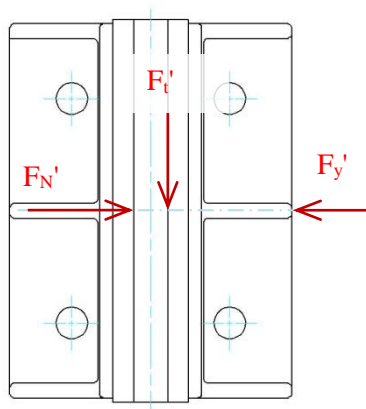
$c'$ ...vzdálenost těžiště protizávaží od osy vodítek,

$b'$ ...šířka rámu protizávaží,

$h'$ ...vzdálenost mezi vodícími čelistmi protizávaží.

**VÝPOČET TŘECÍCH SIL MEZI VODÍTKEM A VODÍCÍ ČELISTÍ PROTIZÁVAŽÍ**

Součinitel tření mezi vodítky a čelistmi na protizávaží má hodnotu  $f_2 = 0,07$  [16].

**Silový rozbor na vodící čelisti protizávaží**

Obr. 27 Síly působící na čelisti protizávaží

Ze silové rovnováhy je odvozena rovnice:

$$F_N' - F_y' = 0 \quad (19)$$

Z této rovnice se po úpravě vypočte normálová síla:

$$F_N' = F_y' = 719,259 \text{ N}$$

$F_N'$ ...normálová síla u vodítek protizávaží,

$F_y'$ ...síla ve vodících čelistech protizávaží.

Z normálových sil se podle vzorce pro třecí sílu vypočtou třecí síly mezi čelistmi a vodítky:

$$F_t' = f_2 \cdot F_N' \quad (20)$$

$$F_t' = 0,07 \cdot 719,259$$

$$F_t' = 50,348 \text{ N}$$

$F_t'$ ...třecí síla mezi vodítkem a čelistí protizávaží,

$f_2$ ...součinitel tření mezi vložkou čelisti a vodítkem protizávaží.

**VÝPOČET ODPORU KABINY**

Celková třecí síla mezi čelistmi protizávaží a vodítky je dvojnásobek třecí síly  $F_t'$ , protože se stejně jako u čelistí kabiny jedná o silovou dvojici.

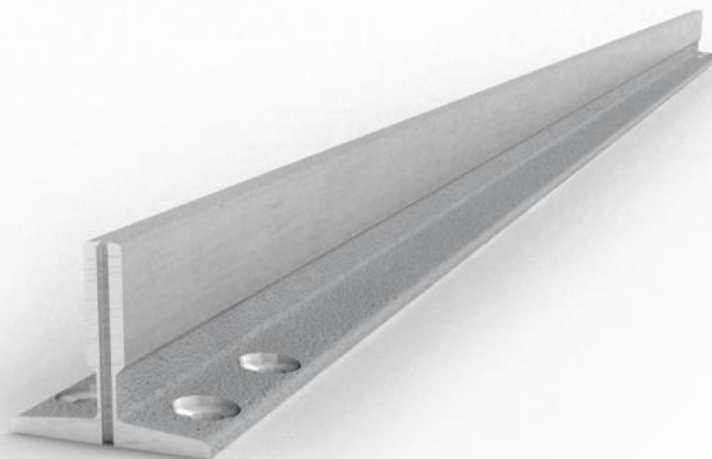
$$F_{tc}' = 2 \cdot F_t' \quad (21)$$

$$F_{tc}' = 2 \cdot 50,348$$

$$F_{tc}' = 100,696 \text{ N}$$

### 3.5 VODÍTKA

Nezbytným prvkem každého výtahu jsou vodítka. Vodítka omezují nechtěné pohyby zdvihacích zařízení a určují směr, kterým se kabina popř. protizávaží může pohybovat. Při provozu výtahu nesmí dojít ke kolizi pohyblivých a nepohyblivých prvků, která by mohla způsobit poškození zařízení či ohrožení osob.



*Obr. 28 Vodítka [24]*

#### 3.5.1 VOLBA VODÍTEK

Vodítka mohou být strojově broušená nebo tažená za studena a vyrábějí se v různých rozměrech a délkách. Byla vybrána vodítka tažená za studena od firmy Monteferro. Pro kabinu to jsou vodítka RF 90/5m - T90x75x16mm. Vodítka jsou v délce 5 metrů, šířky 90 mm a jsou určeny pro čelisti s drážkou 16 mm. Vodítka pro protizávaží RF 50/5m - T50x50x9mm mají menší rozměry z důvodu menšího zatížení a absence zachycovače na protizávaží. Vodítka jsou určena pro čelisti s drážkou 9 mm [18].

Obě vodítka jsou spojena šroubovanými spojkami a ukotvena příchytkami. Správná volba vodítek je ověřena výpočtem dle normy ČSN EN 81-1 [2], aby byla zaručena správná funkčnost a bezpečnost.

#### 3.5.2 DOVOLENÉ NAMÁHÁNÍ VODÍTEK

Výpočet je proveden jen ve stavu působení zachycovačů, protože jde o nejméně příznivý stav, ve kterém se výtahová vodítka mohou ocitnout. Je pravděpodobné, že výpočet v normálních stavech – jízda a nakládání by vyšel příznivěji, ovšem překročil by rozsah práce. Z těchto důvodů tento výpočet není proveden.

Pro vodítka profilu T je podle normy stanoveno dovolené namáhání v různých stavech uvedené v tabulce 5. Vypočtené napětí působící na vodítka v ohybu, tlaku a vzpěru musí být menší než maximální dovolené hodnoty.

Tab. 5 Dovolené namáhání [2]

Případy zatížení	R <sub>m</sub> [MPa]
	370
Normální provoz – jízda, nakládání, vykládání	165
Působení zachycovačů	205

Z dovoleného namáhání jsou vypočítané dovolené průhyby, které mají hodnotu 5 mm v obou směrech pro vodítka klece a protizávaží při působení zachycovačů a 10 mm v obou směrech pro vodítka protizávaží bez působení zachycovačů [2]. Norma také stanovuje součinitele rázu použitých ve výpočtech, které jsou závislé na způsobu namáhání:

Tab. 6 Součinitelé rázu [2]

Ráz při	Součinitel rázu	Hodnota
Působení samosvorných zachycovačů nebo svěracího zařízení válečkového nebo dosedacího zařízení s tlumením nárazníkem akumulující energii nebo nárazník akumulující energii	k <sub>1</sub>	3
Normální provoz – jízda	k <sub>2</sub>	1,2

### 3.5.3 VÝPOČET VODÍTEK KABINY

Parametry vodítka RF 90 nutné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab. 7 Parametry vodítka RF 90 [18]

S [mm <sup>2</sup> ]	c <sub>1</sub> [mm]	q <sub>1</sub> [ $\frac{kg}{m}$ ]	J <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	W <sub>x</sub> [mm <sup>3</sup> ]	i <sub>x</sub> [mm]	J <sub>y</sub> [mm <sup>4</sup> ]	W <sub>y</sub> [mm <sup>3</sup> ]	i <sub>y</sub> [mm]
1725	10	13,55	1020000	20870	24,3	526000	11800	17,5

S...plocha příčného průřezu vodítka RF 90,

c<sub>1</sub>...tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou vodítka RF 90,

q<sub>1</sub>...hmotnost 1 metru vodítka RF 90,

J<sub>x</sub>...moment setrvačnosti k ose x vodítka RF 90,

W<sub>x</sub>...modul průřezu v ohybu k ose x vodítka RF 90,

i<sub>x</sub>...poloměr setrvačnosti k ose x vodítka RF 90,

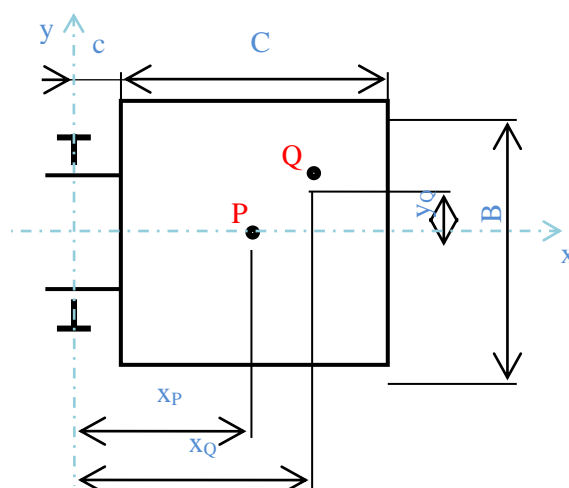
J<sub>y</sub>...moment setrvačnosti k ose y vodítka RF 90,

W<sub>y</sub>...modul průřezu v ohybu k ose y vodítka RF 90,

i<sub>y</sub>...poloměr setrvačnosti k ose y vodítka RF 90.



## ROZLOŽENÍ ZATÍŽENÍ



Obr. 29 Rozložení zatížení

P...umístění těžiště kabiny a rámu kabiny

Q...umístění zatížení výtahu

Tab. 8 Souřadnice bodů P a Q

$x_P$ [mm]	$y_P$ [mm]	$x_Q$ [mm]	$y_Q$ [mm]
585	0	874,5	175

$x_P$ ...poloha bodu P v ose x,

$y_P$ ...poloha bodu P v ose y,

$x_Q$ ...poloha bodu Q v ose x,

$y_Q$ ...poloha bodu Q v ose y.

Poloha bodu P je odměřena v programu Autodesk Inventor. Souřadnice bodu Q je vypočtena z následujících rovnic:

$$x_Q = c + \frac{5}{8} \cdot C \quad (22)$$

$$x_Q = 187 + \frac{5}{8} \cdot 1100$$

$$x_Q = 874,5 \text{ mm}$$

c...vzdálenost kabiny od osy vodítek,

C...hloubka kabiny.

$$y_Q = \frac{1}{8} \cdot B \quad (23)$$

$$y_Q = \frac{1}{8} \cdot 1400$$

$$y_Q = 175 \text{ mm}$$

B...šířka kabiny.

### NAMÁHÁNÍ NA OHYB K OSE Y VODÍTKA

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g \cdot [Q \cdot x_Q + (P_K + P_R) \cdot x_P]}{n \cdot h} \quad (24)$$

$$F_x = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot [450 \cdot 874,5 + (260 + 210) \cdot 585]}{2 \cdot 2526}$$

$$F_x = 3894,145 \text{ N}$$

$F_x$ ...síla ve vodících čelistech,

$k_1$ ...součinitel rázu při působení zachycovačů,

$g$ ...tíhové zrychlení,

$Q$ ...nosnost výtahu,

$P_K$ ...hmotnost kabiny,

$P_R$ ...hmotnost rámu,

$n$ ...počet vodiček,

$h$ ...vzdálenost mezi vodícími čelistmi,

$x_Q$ ...poloha bodu Q v ose x,

$x_P$ ...poloha bodu P v ose x.

$$M_y = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} \quad (25)$$

$$M_y = \frac{3 \cdot 3894,145 \cdot 2000}{16}$$

$$M_y = 1\,460\,304,375 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$M_y$ ...ohybový moment od sil ve vodících čelistech,

$F_x$ ...síla ve vodících čelistech,

$l$ ...svislá vzdálenost mezi příchytkami vodiček.

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_y} \quad (26)$$

$$\sigma_y = \frac{1\,460\,304,375}{11800}$$

$$\sigma_y = 123,755 \text{ MPa}$$

$\sigma_y$ ...napětí v ohybu,

$M_y$ ...ohybový moment od sil ve vodících čelistech,

$W_y$ ...modul průřezu v ohybu k ose y vodička RF 90.

**NAMÁHÁNÍ NA OHYB K OSE X VODÍTKA**

$$F_y = \frac{k_1 \cdot g \cdot [Q \cdot x_Q + (P_K + P_R) \cdot x_P]}{\frac{n}{2} \cdot h} \quad (27)$$

$$F_y = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot [450 \cdot 175 + (260 + 210) \cdot 0]}{\frac{2}{2} \cdot 2526}$$

$$F_y = 917,503 \text{ N}$$

$F_y$ ...síla ve vodících čelistech,

$k_1$ ...součinitel rázu při působení zachycovačů,

$g$ ...tíhové zrychlení,

$Q$ ...nosnost výtahu,

$P_K$ ...hmotnost kabiny,

$P_R$ ...hmotnost rámu,

$n$ ...počet vodiček,

$h$ ...vzdálenost mezi vodícími čelistmi,

$y_Q$ ...poloha bodu Q v ose y,

$y_P$ ...poloha bodu P v ose y.

$$M_x = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} \quad (28)$$

$$M_x = \frac{3 \cdot 917,503 \cdot 2000}{16}$$

$$M_x = 344\,063,613 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$M_x$ ...ohybový moment od sil ve vodících čelistech,

$F_y$ ...síla ve vodících čelistech,

$l$ ...svislá vzdálenost mezi příchýtkami vodiček.

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} \quad (29)$$

$$\sigma_x = \frac{344\,063,613}{20870}$$

$$\sigma_x = 16,486 \text{ MPa}$$

$\sigma_x$ ...napětí v ohybu,

$M_x$ ...ohybový moment od sil ve vodících čelistech,

$W_x$ ...modul průřezu v ohybu k ose x vodička RF 90.

**VZPĚR**

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q + P_K + P_R)}{n} \quad (30)$$

$$F_k = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (450 + 260 + 210)}{2}$$

$$F_k = 13\,537,8 \text{ N}$$

$F_k$ ...vzpěrná síla,

$k_1$ ...součinitel rázu při působení zachycovačů,

$g$ ...tíhové zrychlení,

$Q$ ...nosnost výtahu,

$P_K$ ...hmotnost kabiny,

$P_R$ ...hmotnost rámu,

$n$ ...počet vodiček.

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega^*}{S} \quad (31)$$

$$\sigma_k = \frac{13\,537,8 \cdot 2,214}{1725}$$

$$\sigma_k = 17,375 \text{ MPa}$$

$\sigma_k$ ...napětí ve vzpěru,

$F_k$ ...vzpěrná síla,

$\omega^*$ ...součinitel pro výpočet vzpěru (viz níže),

$S$ ...plocha příčného průřezu vodička RF 90.

**VÝPOČET SOUČiniteLE PRO VZPĚR**

Součinitel  $\omega$  závisí na součiniteli štíhlosti, který se počítá zvlášť pro osu  $x$  a  $y$  a uvažuje se vyšší hodnota.

Součinitel štíhlosti v ose  $x$ :

$$\lambda_x = \frac{l}{i_x} \quad (32)$$

$$\lambda_x = \frac{2000}{24,3}$$

$$\lambda_x = 82,3$$

$l$ ...svislá vzdálenost mezi příchýtkami vodiček,

$i_x$ ...poloměr setrvačnosti k ose  $x$  vodička RF 90.

Součinitel štíhlosti v ose y:

$$\lambda_y = \frac{l}{i_y} \quad (33)$$

$$\lambda_y = \frac{2000}{17,5}$$

$$\lambda_y = 114,3$$

l...svislá vzdálenost mezi příchýtkami vodiček,

$i_y$ ...poloměr setrvačnosti k ose y vodička RF 90.

Pro hodnotu součinitele štíhlosti 114,3 je uveden vzorec pro výpočet  $\omega$ :

$$\omega^* = 0,000\,017\,11 \cdot \lambda^{2,35} + 1,04 \quad (34)$$

$$\omega^* = 0,000\,017\,11 \cdot 114,3^{2,35} + 1,04$$

$$\omega^* = 2,214$$

$\lambda$ ...součinitel štíhlosti.

### KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ VE VZPĚRU, OHYBU A TLAKU

Namáhání na ohyb:

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \quad (35)$$

$$\sigma_m = 16,486 + 123,755$$

$$\sigma_m = \mathbf{140,241\,MPa}$$

$\sigma_x, \sigma_y$ ...napětí v ohybu.

Namáhání na ohyb a tlak:

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k}{S} \quad (36)$$

$$\sigma = 140,241 + \frac{13\,537,8}{1725}$$

$$\sigma = \mathbf{148,089\,MPa}$$

$\sigma_m$ ...celkové napětí v ohybu,

$F_k$ ...vzpěrná síla,

$S$ ...plocha příčného průřezu vodička RF 90.

Namáhání na ohyb a vzpěr:

$$\sigma_c = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_m \quad (37)$$

$$\sigma_c = 17,375 + 0,9 \cdot 140,241$$

$$\sigma_c = \mathbf{143,592\,MPa}$$

$\sigma_k$ ...napětí ve vzpěru,

$\sigma_m$ ...celkové napětí v ohybu.

### NAMÁHÁNÍ PŘÍRUBY VODÍTKA NA OHYB

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot F_x}{c_1^2} \quad (38)$$

$$\sigma_F = \frac{1,85 \cdot 3894,145}{10^2}$$

$$\sigma_F = 72,042 \text{ MPa}$$

$F_x$ ...síla ve vodících čelistech,

$c_1$ ...tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou vodítka.

### PRŮHYBY VODÍTEK

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_y} \quad (39)$$

$$\delta_x = 0,7 \cdot \frac{3894,145 \cdot 2000^3}{48 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 526000}$$

$$\delta_x = 4,113 \text{ mm}$$

$F_x$  ...síla ve vodících čelistech,

$l$ ...svislá vzdálenost mezi příchytkami vodítek,

$E$ ...modul pružnosti v tahu,

$J_y$ ...moment setrvačnosti k ose y vodítka RF 90.

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad (40)$$

$$\delta_y = 0,7 \cdot \frac{917,503 \cdot 2000^3}{48 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 1020000}$$

$$\delta_y = 0,500 \text{ mm}$$

$F_y$ ...síla ve vodících čelistech,

$l$ ...svislá vzdálenost mezi příchytkami vodítek,

$E$ ...modul pružnosti v tahu,

$J_x$ ...moment setrvačnosti k ose x vodítka RF 90.

Namáhání i průhyby vodítek jsou menší než maximální dovolené hodnoty, tudíž vodítka vyhovují.

**3.5.4 VÝPOČET VODÍTEK PROTIZÁVAŽÍ**

Tab. 9 Parametry vodítka RF 50 [18]

$S'$ [mm <sup>2</sup> ]	$c_1'$ [mm]	$q_1'$ [ $\frac{kg}{m}$ ]	$J_x'$ [mm <sup>4</sup> ]	$W_x'$ [mm <sup>3</sup> ]	$i_x'$ [mm]	$J_y'$ [mm <sup>4</sup> ]	$W_y'$ [mm <sup>3</sup> ]	$i_y'$ [mm]
707	7,5	5,55	173600	5260	1,57	70200	2810	0,99

$S'$ ...plocha příčného průřezu vodítka RF 50,

$c_1'$ ...tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou vodítka RF 50,

$q_1'$ ...hmotnost 1 metru vodítka RF 50,

$J_x'$ ...moment setrvačnosti k ose x vodítka RF 50,

$W_x'$ ...modul průřezu v ohybu k ose x vodítka RF 50,

$i_x'$ ...poloměr setrvačnosti k ose x vodítka RF 50,

$J_y'$ ...moment setrvačnosti k ose y vodítka RF 50,

$W_y'$ ...modul průřezu v ohybu k ose y vodítka RF 50,

$i_y'$ ...poloměr setrvačnosti k ose y vodítka RF 50.

**NAMÁHÁNÍ NA OHYB K OSE Y VODÍTKA**

$$F_x' = \frac{k_2 \cdot g \cdot P_z \cdot c'}{n' \cdot h'} \quad (41)$$

$$F_x' = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot 700 \cdot 243}{2 \cdot 1160}$$

$$F_x' = 863,110 \text{ N}$$

$F_x'$ ...síla ve vodících čelistech protizávaží,

$k_2$ ...součinitel rázu při jízdě,

$g$ ...tíhové zrychlení,

$P_z$ ...hmotnost rámu protizávaží,

$c'$ ...vzdálenost těžiště protizávaží od osy vodítek,

$n'$ ...počet vodítek protizávaží,

$h'$ ...vzdálenost mezi vodícími čelistmi protizávaží.

$$M_y' = \frac{3 \cdot F_x' \cdot l}{16} \quad (42)$$

$$M_y' = \frac{3 \cdot 863,110 \cdot 2000}{16}$$

$$M_y' = 323\,666,573 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$M_y'$ ...ohybový moment od sil ve vodících čelistech protizávaží,

$F_x'$ ...síla ve vodících čelistech protizávaží,

l...svislá vzdálenost mezi příchýtkami vodítek protizávaží.

$$\sigma_y' = \frac{M_y'}{W_y'} \quad (43)$$

$$\sigma_y' = \frac{323\,666,573}{2810}$$

$$\sigma_y' = 115,184 \text{ MPa}$$

$\sigma_y'$ ...napětí v ohybu,

$M_y'$ ...ohybový moment od sil ve vodících čelistech protizávaží,

$W_y'$ ...modul průřezu v ohybu k ose y vodítka RF 50.

### NAMÁHÁNÍ NA OHYB K OSE X VODÍTKA

Z důvodu symetrického zatížení rámu protizávaží je toto namáhání nulové.

### VZPĚR

Vzpěrná síla se u vodítek protizávaží nevyskytuje, protože na rámu protizávaží nejsou zachycovače.

### KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ VE VZPĚRU, OHYBU A TLAKU

Namáhání na ohyb:

$$\sigma_m' = \sigma_y' \quad (44)$$

$$\sigma_m' = 115,184$$

$$\sigma_m' = 115,184 \text{ MPa}$$

$\sigma_y'$ ...napětí v ohybu.

### NAMÁHÁNÍ PŘÍRUBY VODÍTKA NA OHYB

$$\sigma_F' = \frac{1,85 \cdot F_x'}{c_1'^2} \quad (45)$$

$$\sigma_F' = \frac{1,85 \cdot 863,110}{7,5^2}$$

$$\sigma_F' = 28,387 \text{ MPa}$$

$F_x'$ ...síla ve vodících čelistech protizávaží,

$c_1'$ ...tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou vodítka protizávaží.



**PRŮHYBY VODÍTEK**

$$\delta_x' = 0,7 \cdot \frac{F_x' \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_y'} \quad (46)$$

$$\delta_x' = 0,7 \cdot \frac{863,110 \cdot 2000^3}{48 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 70200}$$

$$\delta_x' = \mathbf{6,830 \text{ mm}}$$

$F_x'$ ...síla ve vodících čelistech protizávaží,

$l$ ...svislá vzdálenost mezi příchýtkami vodítek,

$E$ ...modul pružnosti v tahu,

$J_y'$ ...moment setrvačnosti k ose  $y$  vodítka RF 50.

$$\delta_y' = 0,7 \cdot \frac{F_y' \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_x'} \quad (47)$$

$$\delta_y' = 0,7 \cdot \frac{0 \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot 173600'}$$

$$\delta_y' = \mathbf{0 \text{ mm}}$$

$F_y'$ ...síla ve vodících čelistech protizávaží,

$l$ ...svislá vzdálenost mezi příchýtkami vodítek,

$E$ ...modul pružnosti v tahu,

$J_x'$ ...moment setrvačnosti k ose  $x$  vodítka RF 50.

Vypočítané namáhání je menší než dovolené napětí. V případě nepůsobení zachycovačů je dovolený průhyb 10 mm, vodítka tedy vyhovují.

### 3.6 KONZOLA

Konzola je svařenec z plechů 3 až 5 mm. Z jedné strany je přišroubován buď ke stěně šachty či nosné konstrukci a z druhé strany je přišroubován k vedení řetězu. Řetěz a vedení je samonosné ovšem toto řešení zvyšuje pevnost a odolnost konstrukce a zaručuje bezpečnost a spolehlivost i v plné výšce zdvihu.



*Obr. 30 3D Model konzoly*

Na konzole jsou umístěné příchytky vodítek firmy Monteferro [18]. Příchytky s označením T3 mají větší rozměry a slouží pro vodítka kabiny. Menší příchytky s označením T1 drží v ustálené poloze vodítka protizávaží.



*Obr. 31 Příchytka T3 [16]*



*Obr. 32 Příchytka T1 [16]*

Vzdálenost mezi konzolami je 2 metry, konzol je tedy použito 46, přičemž poslední dvě horní konzole postrádají přišroubované plechy pro připojení k vedení řetězu. Důvodem je umístění spoje rámu kabiny popř. protizávaží s řetězem v dolní části rámu. Není pak nezbytné, aby vedení řetězu dosahovalo stejné výšky jako vodítka.

### 3.7 POHON

#### 3.7.1 VÝPOČET VÝKONU MOTORU

##### SÍLA POTŘEBNÁ KE ZDVIHU

Celková síla potřebná ke zdvihu výtahu se skládá ze sil způsobenými hmotnostmi konstrukčních celků a maximálního zatížení, odporů od vedení klece a protizávaží a odporu řetězu ve vedení řetězu. Síla od hmotnosti výtahu je složená z hmotnosti kabiny, rámu a příslušejících zařízení, řetězu a protizávaží, které působí proti ostatním silám. Proto je odpovídající síla ke zdvihu celého mechanismu zvažována v různých polohách s minimálním a maximálním zatížením. Podle tabulky 10 je zvolena maximální hodnota síly, která v systému může nastat.

Tab. 10 Silové schéma výtahu

Protizávaží v horní pozici		Kabina v horní pozici	
Zatížená kabina	Nezatížená kabina	Zatížená kabina	Nezatížená kabina
Síla F působící na řetězové kolo			
14 989,68 N	<b>19 404,18 N</b>	19 306,08 N	14 891,58 N

Podle schématu byla určena maximální síla působící na řetězové kolo a tedy síla, kterou společně s odporovými silami musí pohon vyvinout ke zdvihu. Třecí síly mezi čelistmi a vodítky jsou vypočítány v kapitole při volbě čelistí.

Jelikož Serapid neuvádí třecí síly existující v systému Vertical LinearBeam, které by se měly započítat do výpočtu potřebného výkonu, je volen součinitel, kterým se vynásobí síla ke zdvihu řetězu způsobená hmotností řetězu. Z důvodu použití speciálního tlačného řetězu lze předpokládat malé tření mezi vedením a řetězem. Řetěz sám o sobě v určité míře odolává

vzpěru a neohýbá se, teoreticky se tedy opírá převážně o jednu stranu vedení a to jen nepatrnou částí síly, kterou je řetěz zatěžován.

Pokud by se tento systém aplikoval s nižší výškou zdvihu, tyto třecí síly by byly oproti ostatním silám vyskytující se v celém mechanismu zanedbatelné. Ovšem s výškou 45 metrů se tyto síly zanedbat nedají. Násobící součinitel je tedy roven hodnotě 1,1. Jelikož jde o koncepční návrh celého systému, dá se tato nepřesnost akceptovat. Požadovaná přesná hodnota by byla určena od firmy Serapid při skutečné realizaci projektu.

Síla ke zdvihu řetězu je již obsažena v síle  $F$ , vzorec pro výpočet celkové síly se tedy rovná:

$$F_C = F + F_{tc} + F'_{tc} + 0,1 \cdot q \cdot L \cdot g \quad (48)$$

$$F_C = 19404,18 + 445,112 + 100,696 + 0,1 \cdot 38 \cdot 46 \cdot 9,81$$

$$F_C = 21664,776 \text{ N}$$

$F$ ...síla potřebná ke zdvihu výtahu způsobená hmotností výtahu,

$F_{tc}$ ...třecí síla mezi vodítky a čelistmi kabiny,

$F'_{tc}$ ...třecí síla mezi vodítky a čelistmi protizávaží,

$q$ ...hmotnost 1 metru řetězu,

$L$ ...délka řetězu od řetězového kola do plné výše zdvihu,

$g$ ...tíhové zrychlení.

#### KROUTICÍ MOMENT MOTORU

$$M = \frac{F_C \cdot p}{\eta} \quad (49)$$

$$M = \frac{21664,776 \cdot 0,09}{0,8}$$

$$M = 2437,288 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$F_C$ ...celková síla ke zdvihu výtahu,

$p$ ...rozteč článků řetězu,

$\eta$ ...účinnost systému.

#### VÝSTUPNÍ OTÁČKY MOTORU

$$\omega = \frac{v}{2\pi \cdot p} \quad (50)$$

$$\omega = \frac{27}{2\pi \cdot 0,09}$$

$$\omega = 47,746 \text{ ot/min}$$

$v$ ...rychlost zdvihu,

$p$ ...rozteč článků řetězu.

**VÝKON MOTORU**

$$P = \frac{M \cdot \omega \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{30} \quad (51)$$

$$P = \frac{2437,288 \cdot 47,746 \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{30}$$

$$P = 12,186 \text{ kW}$$

M...potřebný krouticí moment,

$\omega$ ...otáčky motoru.

Výpočet výkonu je proveden podle dokumentace Serapidu.

**3.7.2 VOLBA POHONU**

Byl vybrán kuželový převodový motor od společnosti SEW Eurodrive K-DRN160L s označením převodovky KA97B. Motor je třífázový 4-pólový s výkonem 15 kW v třídě účinnosti IE3, tedy s účinností až 93 %. Parametry motoru jsou uvedeny tabulce 11 [19].

Tab. 11 Parametry motoru K-DRN160L KA97B [19]

Jmenovitý výkon	15 kW
Krouticí moment	4650 Nm
Převodový poměr	47,93
Maximální výstupní otáčky	1474 ot/min
Maximální radiální síla na hřídeli	28100 N
Hmotnost	280 kg



Obr. 33 Převodový motor K-DRN160L KA97B [19]

Kuželové převodové ústrojí je v patkovém provedení a má dutý hřídel s drážkou pro pero pro vložení hřídele řetězového kola. Převodovka se vyznačuje vysokou mechanickou účinností, odolným ozubením a dlouhou životností bez údržby. Motor má na druhém konci hřídele zabudovanou dvojitou elektromagnetickou kotoučovou brzdou BF20, buzenou stejnosměrným proudem, která je funkční i při výpadku proudu – aktivuje se silami pružiny. Tato brzda tak zvyšuje bezpečnost výtahu a doplňuje zachycovač instalovaný na rámu kabiny [19].



Obr. 34 Elektromagnetická brzda BF20 [19]

Motor je doplněn inkrementálním snímačem polohy a je řízen frekvenčním měničem řady Movidrive B. Jedná se o měniče kompaktní konstrukce s jednoduchou obsluhou a flexibilním použitím. Díky vestavěnému snímači je možné přesné a jednoduché polohování.



Obr. 35 Frekvenční měnič [19]

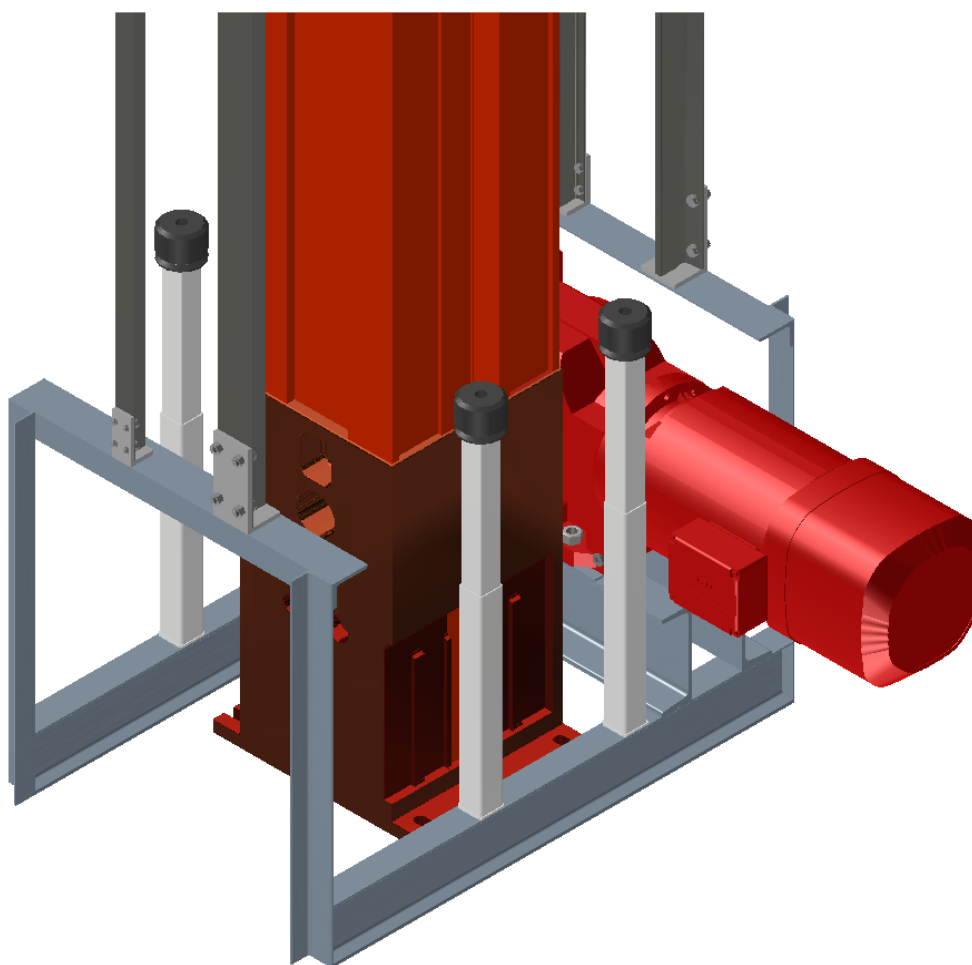


Obr. 36 Snímač polohy [19]

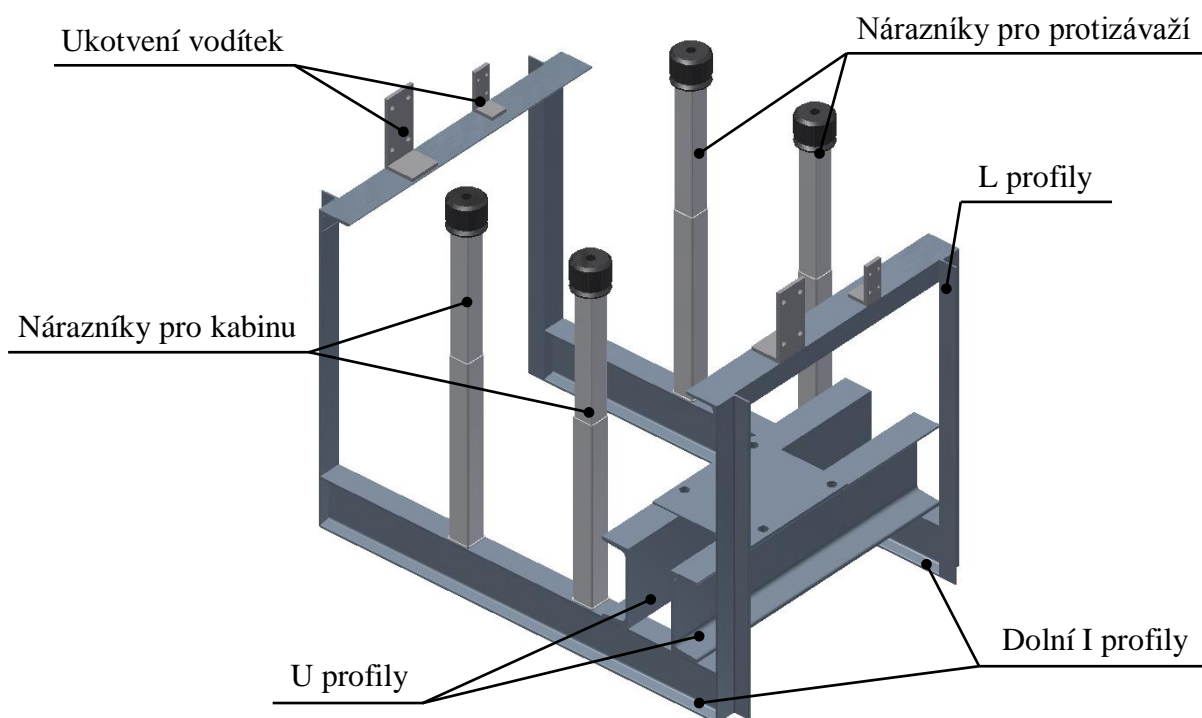
### 3.7.3 KONSTRUKCE RÁMU POHONU

Rám pohonu je navržen jako konstrukční celek společně s ukotvením vodítek a čtyřmi nárazníky pro rám kabiny a protizávaží, který je přišroubován ke dnu šachty. Rám je svařovaný a dokáže lépe odolávat vibracím a rázům, způsobenými při provozu výtahu, než kdyby se skládal ze samostatných konstrukčních prvků pro upevnění motoru a dalších částí.

Detailní popis rámu je uveden na obrázku 38. Rám je složen ze dvou I-140 profilů, na kterých jsou přivařeny dva U-220 profily, ke kterým je přišroubován převodový motor společnosti SEW-Eurodrive.

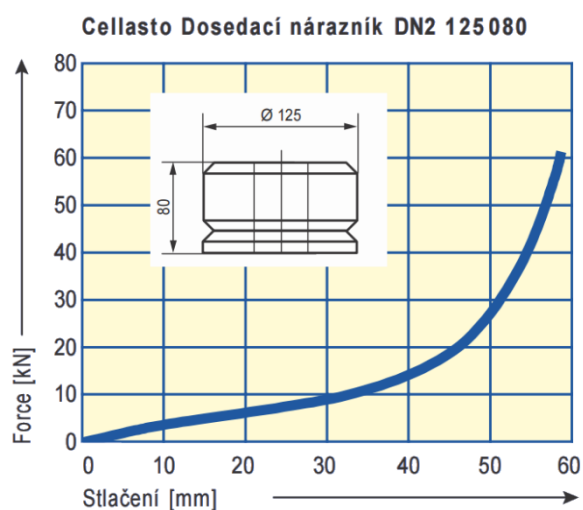


*Obr. 37 3D model rámu pohonu*



Obr. 40 Popis rámu pohonu

Z obou stran I profilů jsou přivařeny tři L profily, které slouží pro spodní ukotvení vodítek. Na horním L profilu jsou přivařeny spojky pro přišroubování vodítek. Na horní ploše I profilů jsou umístěny dosedací nárazníky, dva pro kabinu a dva pro protizávaží. Noha nárazníků má nastavitelnou délku. Jejich funkcí je absorbovat kinetickou energii a zpomalit dojezd kabiny, popřípadě protizávaží. Jsou použity nárazníky Cellasto L od firmy BASF Polyurethanes [20].



Obr. 38 Zatěžovací diagram nárazníku [20]



Obr. 39 Dosedací nárazník [20]



## 4 TECHNICKÉ ZHODNOCENÍ VŮČI HYDRAULICKÝM VÝTAHŮM

### 4.1 PRINCIP HYDRAULICKÝCH VÝTAHŮ

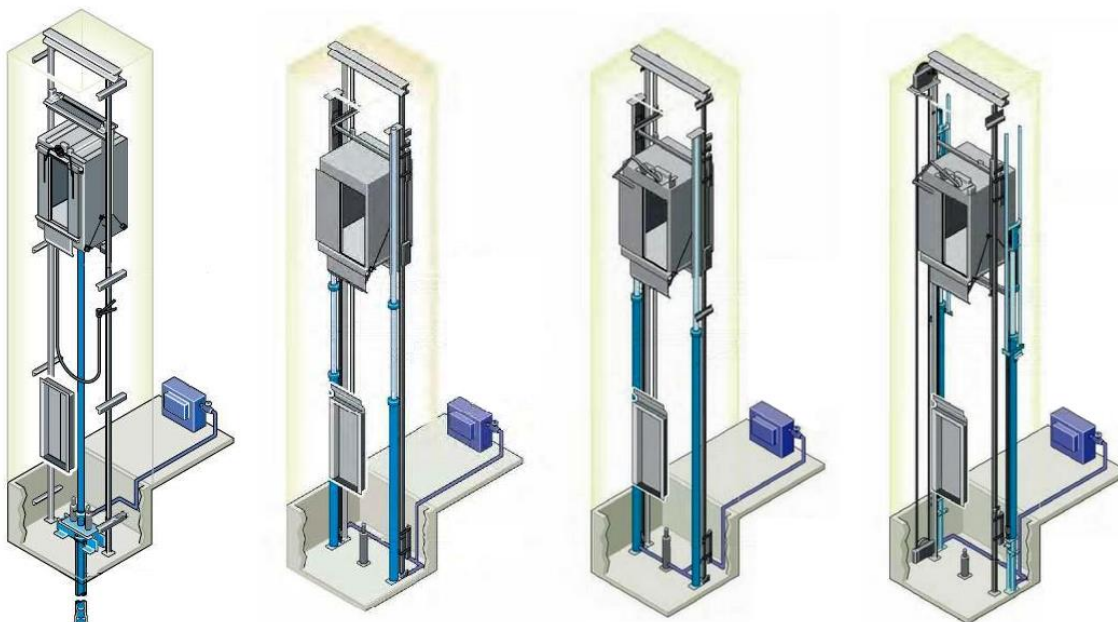
Hydraulické výtahy jsou poháněné přímočarým hydraulickým válcem s pístem, do kterého je přiváděna hydraulická kapalina pomocí elektrického čerpadla. Zdvih je způsoben tlakem kapaliny na píst, pohyb dolů pak otevřením ventilu a působením zemské gravitace, nevyžaduje tedy přísun elektrické energie [9].

Tento pohon se vyznačuje vysokou nosností, tichým provozem, měkkou charakteristikou jízdy a prostorovou univerzálností. Strojovna výtahu může být umístěna ve spodu šachty nebo i mimo šachtu až do vzdálenosti 10 metrů. To znamená menší náklady na stavbu či přestavbu šachty u existujících staveb při renovaci výtahového zařízení.

Nevýhodami hydraulických výtahů je omezení zdvihu nebo vyšší energetická náročnost, způsobená tím, že elektricky poháněné čerpadlo potřebuje vyšší příkon než elektrický pohon trakčních výtahů, a to až dvojnásobně. Dále pak v případě úniku oleje z hydraulického okruhu může dojít k ekologické havárii a šachta tedy musí být proti této události vhodně koncipována.

### 4.2 DRUHY HYDRAULICKÝCH VÝTAHŮ

Podle toho, zda je hlava pístu spojena přímo s rámem kabiny, či zda je spojena s kabinou přes nosná lana a kladky, rozlišují se přímo nebo nepřímě poháněné hydraulické výtahy. Přímé hydraulické výtahy mají vyšší nosnost, ale nižší zdvih. Nepřímě poháněné mají díky kladkovému ústrojí vyšší zdvih, až dvojnásobek zdvihu pístu. Dále pak mohou být s jedním válcem či se dvěma nebo mohou být vybaveny teleskopickými válci, které nemusí být zapuštěny hluboko do dna šachty [9].



Obr. 41 Druhy hydraulických výtahů [25]

### 4.3 POROVNÁNÍ NAVRŽENÉHO VÝTAHU VŮČI HYDRAULICKÝM VÝTAHŮM

Vlastní návrh výtahu se v mnoha záležitostech neliší od hydraulických výtahů. Díky uspořádání a podobnosti hlavních komponent, zejména pohonných prvků (tlačného řetězu a hydraulického válce) jsou si podobné i ostatní konstrukční prvky a jejich poloha, např. rám kabiny či umístění pohonu. Návrh výtahu má tedy stejně jako hydraulické výtahy nezátížený strop šachty.

Hydraulické výtahy mají plynulou a měkkou charakteristiku jízdy, té se dá u navrženého výtahu dosáhnout také s použitím frekvenčního měniče. Zároveň je díky tuhému řetězu, který nedovoluje stlačení a změnu délky řetězu zabráněno nechtěným pohybům kabiny ve vysoké výšce zdvihu a při změnách zatížení. Hydraulické výtahy nedosahují takové přesnosti polohování z důvodu rozdílných provozních teplot.

Použité řešení tlačného řetězu je ekologicky přívětivější a nehrozí tak nepříznivý zásah do životního prostředí. Nevýhodou hydraulických systémů je také použití hydraulické kapaliny a s tím související nároky na údržbu – kontrola popřípadě výměna oleje, která zvyšuje náklady na provoz. Další rozdílností je nemožnost použít u hydraulických výtahů protizávaží. To je u navrženého výtahu využito ke snížení výkonu motoru, avšak hydraulické výtahy nevyžadují nijak zvlášť vysoký výkon hydraulického čerpadla ke zdvihu, takže se to nedá považovat za nevýhodu hydraulických výtahů.

Nevýhodou daného řešení výtahu s tlačným řetězem je značná hmotnost řetězu a také nutnost vedení řetězu, které musí být instalované v plné délce zdvihu. Toto negativum je ovšem zastíněno neměnnou vlastností hydraulických výtahů a to maximální výší zdvihu, které je v tomto návrhu zásadní. Hydraulické výtahy mají i s nepřímým pohonem maximální výšku zdvihu 26 metrů [9]. Tedy navrhnout a vyrobit hydraulický výtah se zadanými parametry není možné.

Oba typy výtahů mají své výhody a nevýhody. I pokud by se neuvažovaly zadané parametry, především výška zdvihu, výhody navrženého řešení převažují pozitivu hydraulického pohonu a to především díky použitému systému od firmy Serapid, která u systému Vertical LinearBeam odstranila nedostatky tlačných řetězů a zvýšila univerzálnost použití.

## **5 VYHODNOCENÍ RYCHLOSTI ZDVIHU, ROZJEZDU, BRZDĚNÍ A PŘESNÉHO POLOHOVÁNÍ**

Převodový motor je řízen frekvenčním měničem napojeným na zabudované polohové čidlo. Tímto způsobem tedy dokáže frekvenční měnič rychle reagovat a měnit požadované hodnoty k účinné změně rychlosti a tedy přesnému polohování. Díky relativně nízké hodnotě rychlosti zdvihu, která se rovná  $0,45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , je možné měnit rychlost motoru a tím i rychlost výtahu v malém časovém úseku, aniž by přetížení dosáhlo nežádoucích hodnot.

Frekvenční měnič s klasickým asynchronním motorem zvládne změnu rychlosti z nulových otáček na 3000 otáček za minutu za zhruba 400 ms. Rozjezd i zastavení se řídí po tzv. rampách, které slouží ke snížení zrychlení a k plynulému pohybu výtahové kabiny. K dojezdu na přesnou polohu se využívá nižší frekvence a rychlosti [19].

K řízení svých motorů vyvinula společnost SEW Eurodrive širokou škálu programů a aplikačních metod, které dovolují jednouché a přesné polohování. Společně s výkonnými měniči a softwarem Movitools lze tedy bez problému naprogramovat použitý převodový motor k účinnému plynulému pohybu se zrychlením na požadovanou rychlost v čase jedné sekundy [19].

S danou rychlostí zdvihu výtahu a požadovanou výškou zdvihu je tento čas jedné sekundy ke zrychlení více než dostačující. Zároveň je díky tomu toto nízké zatížení šetrné k motoru a všem konstrukčním prvkům výtahu. Ty jsou dimenzované na mnohonásobně vyšší zatížení, ale tímto způsobem lépe odolávají únavovému opotřebení a zvyšuje se tím jejich životnost.

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provést konstrukční návrh nákladního výtahu poháněného tlačným řetězem. Největší těžkostí, kterou bylo nutné vyřešit, byl vysoký zdvih, pro který není tento typ pohonu primárně určený. Byl tedy zvolen speciální tlačný řetěz od firmy Serapid. Díky tomu bylo možné dosáhnout požadovaného zdvihu bez velkých ztrát a tím přiměřeně vysokého výkonu motoru.

Konstrukce výtahu byla vymodelována v programu Autodesk Inventor, bezpečnostní a vodící prvky jsou nakupované od předních výrobců výtahových dílů. U těchto prvků byl proveden výpočet podle normy ČSN EN 80-1 k ověření správné funkčnosti a bezpečnosti výtahu.

Tato práce se liší především využitím protizávaží, které není s tímto pohonem běžné. Jedná se tedy o experimentální řešení, které přináší výhodu v podobě menšího motoru. Jako druhé řešení by se dalo použít protizávaží zavěšené na lanech spojených s kabinou přes kladky umístěné v horní části šachty. Tím by se ale přišlo o podstatnou výhodu navrhované koncepce, a to o nezatížený strop šachty.

Se zadanými parametry by bylo výhodnější použít lanový výtah. I přesto existují situace, kdy tento systém použít nelze např. z důvodu polohy strojovny. Výhodou navrhovaného řešení je pak plně mechanický řetězový pohon, absence neřízených pohybů kabiny, které vznikají u lanových výtahů, jednodušší instalace a údržba.

Celkový návrh sestává i přes poměrně složité řešení ze stabilní konstrukce s vysokou životností a i přes počáteční vysoké náklady způsobené hlavně použitým řetězovým systémem o délce více než 45 metrů se jedná o výtahové zařízení s nízkými provozními náklady. Díky těmto vlastnostem toto řešení stojí za posouzení použitelnosti oproti jiným druhům výtahů.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.
- [2] ČSN EN 81-1+A3: Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Část 1: Elektrické výtahy. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010, 176 s.
- [3] ČSN EN 81-20: Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Výtahy pro dopravu osob a nákladů. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 140 s.
- [4] ČSN EN 81-50: Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Přezkoušení a zkoušky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 88 s.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.
- [6] MALÁŠEK, J.: Dopravní a manipulační zařízení, skripta VUT, Brno
- [7] BALCAR, Otakar. Výtahy osobní a nákladní s elektrickým pohonem. Praha: SNTL, 1955, 345 s.
- [8] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

### INTERNETOVÉ ZDROJE

- [9] HYDRAULICKÉ VÝTAHY [online]. Dostupné z: <https://www.domovni-vytahy.cz/hydraulicke.html>
- [10] ELEVATOR HISTORY [online]. Dostupné z: <http://www.gulftechllc.ae/elevator-history/>
- [11] OTIS [online]. Dostupné z: <http://www.otis.com/site/cz/Pages/default.aspx>
- [12] ELEVATORS TYPES AND CLASSIFICATION [online]. Dostupné z: <http://www.electrical-knowhow.com/2012/04/elevators-types-and-classification-part.html>
- [13] VYMYSLICKÝ - VÝTAHY [online]. Dostupné z: <http://www.vymyslicky.cz/>
- [14] VÝTAHY SERVER [online]. Dostupné z: <https://www.i-vytahy.cz/cs/>
- [15] SERAPID [online]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/en>
- [16] LM METAL LIFT. Výtahové díly [online]. Dostupné z: <http://www.vytahovedily.com/>

- [17] QUASAR T25. *Dynatech* [online]. Dostupné z: [http://www.dynatech-elevation.com/quasar\\_t25\\_a3\\_quasar\\_t25\\_en\\_86.htm](http://www.dynatech-elevation.com/quasar_t25_a3_quasar_t25_en_86.htm)
- [18] MONTEFERRO [online]. Dostupné z: <http://www.monteferro.it/>
- [19] SEW-EURODRIVE [online]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>
- [20] METAL LIFT [online]. Dostupné z: <http://www.metallift.cz/>
- [21] NÁKLADNÍ VÝTAH. In: *Arrow lifts* [online]. Dostupné z: <http://www.arrow-lifts.co.uk/lifts-trolley-lifts-repair-platform-lift-service-cornwall-devon.php#>
- [22] HISTORICKÝ VÝTAH OTIS. In: *The elevator museum* [online]. Dostupné z: <https://theelevatormuseum.org/ind2.php>
- [23] ELEKTRICKÝ VÝTAH OTIS. In: *Engineering history* [online]. Dostupné z: <http://engineeringhistory.tumblr.com/post/104086985084/otis-electric-elevator-and-motor-circa-late-1800s>
- [24] VÝTAHOVÁ VODÍTKA. In: *Hannover Messe* [online]. Dostupné z: <http://www.hannovermesse.de/product/lift-guide-rails-and-accessories-for-elevators/2250145/Y128825>
- [25] DRUHY HYDRAULICKÝCH VÝTAHŮ. In: *Electrical knowhow* [online]. Dostupné z: <http://www.electrical-knowhow.com/2012/04/elevators-types-and-classification-part.html>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A$	[mm]	Výška kabiny
$B$	[mm]	Šířka kabiny
$b$	[mm]	Šířka rámu kabiny
$b'$	[mm]	Šířka rámu protizávaží
$B_V$	[mm]	Vnitřní šířka kabiny
$C$	[mm]	Hloubka kabiny
$c$	[mm]	Vzdálenost kabiny od osy vodiček
$c'$	[mm]	Vzdálenost těžiště protizávaží od osy vodiček
$c_l$	[mm]	Tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou vodička RF 90
$c_l'$	[mm]	Tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou vodička RF 50
$C_V$	[mm]	Vnitřní hloubka kabiny
$D$	[mm]	Šířka šachty
$E$	[mm]	Hloubka šachty
$E$	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
$e_x$	[mm]	Excentricita zatížení v ose x
$e_y$	[mm]	Excentricita zatížení v ose y
$F$	[mm]	Šířka dveří
$f_l$	[-]	Součinitel tření mezi vložkou čelisti a vodičkem kabiny
$f_2$	[-]	Součinitel tření mezi vložkou čelisti a vodičkem protizávaží
$F_c$	[N]	Celková síla ke zdvihu výtahu
$F_k$	[N]	Vzpěrná síla
$F_N$	[N]	Normálové síly ve vodičích čelistech
$F_N'$	[N]	Normálová síla ve vodičích čelistech protizávaží
$F_P$	[N]	Síla od hmotnosti kabiny a rámu
$F_Q$	[N]	Síla od nosnosti výtahu
$F_{Ra}$	[N]	Maximální radiální síla na hřideli
$F_t$	[N]	Třecí síla ve vodičích čelistech
$F_t'$	[N]	Třecí síla ve vodičích čelistech protizávaží
$F_{tC}$	[N]	Celková třecí síla ve vodičích čelistech a vodičkách kabiny
$F_{tC}'$	[N]	Celková třecí síla ve vodičích čelistech a vodičkách protizávaží
$F_x$	[N]	Síla ve vodičích čelistech
$F_x'$	[N]	Síla ve vodičích čelistech protizávaží

$F_y$	[N]	Síla ve vodících čelistech
$F_y'$	[N]	Síla ve vodících čelistech protizávaží
$F_z$	[N]	Síla od hmotnosti protizávaží
$G$	[mm]	Výška dveří
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$H$	[mm]	Prohlubeň pod prvním podlažím
$h$	[mm]	Vzdálenost mezi vodícími čelistmi
$h'$	[mm]	Vzdálenost mezi vodícími čelistmi protizávaží
$I$	[mm]	Výška nad posledním podlažím
$i$	[-]	Převodový poměr převodovky
$i_x$	[mm]	Poloměr setrvačnosti k ose x vodítka RF 90
$i_x'$	[mm]	Poloměr setrvačnosti k ose x vodítka RF 50
$i_y$	[mm]	Poloměr setrvačnosti k ose y vodítka RF 90
$i_y'$	[mm]	Poloměr setrvačnosti k ose y vodítka RF 50
$J_x$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose x vodítka RF 90
$J_x'$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose x vodítka RF 50
$J_y$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose y vodítka RF 90
$J_y'$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose y vodítka RF 50
$k_1$	[-]	Součinitel rázu při působení zachycovačů
$k_2$	[-]	Součinitel rázu při jízdě
$l$	[mm]	Svislá vzdálenost mezi příchýtkami vodiček
$L$	[m]	Délka řetězu od řetězového kola do plné výše zdvihu
$M$	[N·m]	Krouticí moment motoru
$M_x$	[N·m]	Ohybový moment od sil ve vodících čelistech v ose x
$M_x'$	[N·m]	Ohybový moment od sil ve vodících čelistech protizávaží v ose x
$M_y$	[N·m]	Ohybový moment od sil ve vodících čelistech v ose y
$M_y'$	[N·m]	Ohybový moment od sil ve vodících čelistech protizávaží v ose y
$n$	[-]	Počet vodiček kabiny
$n'$	[-]	Počet vodiček protizávaží
$n_M$	[ot/min]	Maximální otáčky motoru
$p$	[m]	Rozteč článků řetězu
$P$	[kW]	Výkon motoru
$P_K$	[kg]	Hmotnost kabiny



$P_N$	[kW]	Jmenovitý výkon motoru
$P_R$	[kg]	Hmotnost rámu
$P_Z$	[kg]	Hmotnost protizávaží
$q$	[kg/m]	Hmotnost 1 metru řetězu
$Q$	[kg]	Nosnost výtahu
$q_I$	[kg/m]	Hmotnost 1 metru vodička RF 90
$q_I'$	[kg/m]	Hmotnost 1 metru vodička RF 50
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha příčného průřezu vodička RF 90
$S'$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha příčného průřezu vodička RF 50
$v$	[m/min]	Rychlost zdvihu
$W_x$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu k ose x vodička RF 90
$W_x'$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu k ose x vodička RF 50
$W_y$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu k ose y vodička RF 90
$W_y'$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu k ose y vodička RF 50
$x_P$	[mm]	Poloha bodu P v ose x
$x_Q$	[mm]	Poloha bodu Q v ose x
$y_P$	[mm]	Poloha bodu P v ose y
$y_Q$	[mm]	Poloha bodu Q v ose y
$\delta_x$	[mm]	Průhyb vodiček RF 90 v ose x
$\delta_x'$	[mm]	Průhyb vodiček RF 50 v ose x
$\delta_y$	[mm]	Průhyb vodiček RF 90 v ose y
$\delta_y'$	[mm]	Průhyb vodiček RF 50 v ose y
$\eta$	[-]	Účinnost systému Vertical LinearBeam
$\lambda_x$	[-]	Součinitel štíhlosti v ose x
$\lambda_y$	[-]	Součinitel štíhlosti v ose y
$\sigma$	[MPa]	Namáhání na ohyb a tlak
$\sigma_c$	[MPa]	Namáhání na ohyb a vzpěr
$\sigma_F$	[MPa]	Namáhání příruby vodička RF 90 na ohyb
$\sigma_F'$	[MPa]	Namáhání příruby vodička RF 50 na ohyb
$\sigma_k$	[MPa]	Napětí ve vzpěru
$\sigma_m$	[MPa]	Kombinované namáhání
$\sigma_m'$	[MPa]	Kombinované namáhání vodiček protizávaží
$\sigma_x$	[MPa]	Napětí v ohybu

$\sigma_x'$	[MPa]	Napětí v ohybu vodiček protizávaží
$\sigma_y$	[MPa]	Napětí v ohybu
$\sigma_y'$	[MPa]	Napětí v ohybu vodiček protizávaží
$\omega$	[ot/min]	Výstupní otáčky motoru
$\omega^*$	[-]	Součinitel ve vzpěru

## SEZNAM PŘÍLOH

I.	01-00-A2	Sestava pohonu
II.	02-00-A2	Sestava protizávaží
III.	02-01-A3	Vnější plech
IV.	02-02-A3	Boční plech
V.	02-03-A3	Horní a dolní plech
VI.	02-04-A4	Připojovací plát
VII.	02-05-A4	Vzpěra
VIII.	03-00-A3	Sestava konzoly
IX.	03-01-A4	Horní a dolní deska
X.	03-02-A4	Boční deska
XI.	03-03-A4	Zadní deska
XII.	03-04-A3	Čelní deska
XIII.	03-05-A3	Spojovací plech
XIV.	03-06-A3	Čelní plech
XV.	03-07-A4	Vzpěra 1
XVI.	03-08-A4	Vzpěra 2